

TUGAS AKHIR - TM184835

**ANALISIS *THERMAL DESIGN KETTLE REBOILER* PADA
ACID GAS REMOVAL UNIT BIO REFINERY KILANG PLAJU
DENGAN MENGGUNAKAN SOFTWARE HTRI XCHANGER
SUITE**

FAJAR ASHARI

NRP 02111840000133

Dosen Pembimbing

Bambang Arip Dwiyantoro, S.T.,MSc. PhD.

NIP 197804012002121001

Program Studi Sarjana

Departemen Teknik Mesin

Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2022



TUGAS AKHIR - TM184835

**ANALISIS *THERMAL DESIGN KETTLE REBOILER* PADA
ACID GAS REMOVAL UNIT BIO REFINERY KILANG PLAJU
DENGAN MENGGUNAKAN SOFTWARE HTRI XCHANGER
SUITE**

FAJAR ASHARI

NRP 02111840000133

Dosen Pembimbing

Bambang Arip Dwiyantoro, S.T.,MSc. PhD.

NIP 197804012002121001

Program Studi Sarjana

Departemen Teknik Mesin

Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2022



FINAL PROJECT - TM184835

**THERMAL DESIGN ANALYSIS OF KETTLE REBOILER ON
ACID GAS REMOVAL UNIT BIO REFINERY OF PLAJU
REFINERY USING HTRI XCHANGER SUITE SOFTWARE**

FAJAR ASHARI

NRP 02111840000133

Advisor

Bambang Arip Dwiyantoro, S.T.,MSc. PhD.

NIP 197804012002121001

Mechanical Engineering Undergraduate Study Program

Department of Mechanical Engineering

Faculty of Industrial Technology and Systems Engineering

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2022

HALAMAN PENGESAHAN

ANALISIS *THERMAL DESIGN KETTLE REBOILER* PADA *ACID GAS REMOVAL UNIT BIO REFINERY* KILANG PLAJU DENGAN MENGGUNAKAN *SOFTWARE HTRI XCHANGER SUITE*

TUGAS AKHIR

Diajukan untuk memenuhi salah satu syarat
memperoleh gelar Sarjana Teknik pada
Program Studi S-1 Teknik Mesin
Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh : **FAJAR ASHARI**
NRP. 021184000133

Disetujui oleh Tim Penguji Proposal Tugas Akhir :

1. Bambang Arip Dwiyanoro, S.T.,MSc. Ph.D
2. Ary Bachtiar Krishna Putra, S.T., M.T., Ph.D
3. Tri Vicca Kusumadewi S.T. M.Sc.
4. Dr. Is Bunyamin Suryo, S.T. M.Sc.

Pembimbing

Penguji

Penguji

Penguji

SURABAYA
Juli, 2022

APPROVAL SHEET



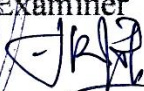
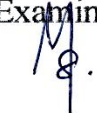
THERMAL DESIGN ANALYSIS OF KETTLE REBOILER ON ACID GAS REMOVAL UNIT BIO REFINERY OF PLAJU REFINERY USING HTRI XCHANGER SUITE SOFTWARE

FINAL PROJECT

Submitted to fulfill one of the requirements
for obtaining a bachelor of engineering degree at
Undergraduate Study Program of Mechanical Engineering
Department of Mechanical Engineering
Faculty of Industrial Technology and Systems Engineering
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

By : **FAJAR ASHARI**
NRP. 0211840000133

Approved by Final Project Examiner Team:

1. Bambang Arip Dwiyantoro, S.T.,MSc. Ph.D  Advisor
2. Ary Bachtiar Krishna Putra, S.T., M.T. Ph.D  Examiner
3. Tri Vicca Kusumadewi S.T. M.Sc.  Examiner
4. Dr. Is Bunyamin Suryo, S.T. M.Sc.  Examiner

SURABAYA
July, 2022

PERNYATAAN ORISINALITAS

Yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama mahasiswa / NRP : Fajar Ashari / 02111840000133
Departemen : Teknik Mesin FTIRS-ITS
Dosen Pembimbing / NIP : Bambang Arip Dwiyantoro, S.T.,MSc. PhD. /
197804012002121001

dengan ini menyatakan bahwa Tugas Akhir dengan judul

**“ANALISIS THERMAL DESIGN KETTLE REBOILER PADA ACID GAS REMOVAL
UNIT BIO REFINERY KILANG PLAJU DENGAN MENGGUNAKAN SOFTWARE
HTRI XCHANGER SUITE”**

adalah hasil karya sendiri, bersifat orisinal, dan ditulis dengan mengikuti kaidah penulisan ilmiah.

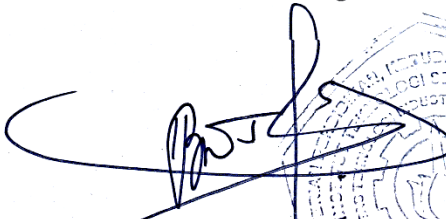
Bilamana di kemudian hari ditemukan ketidaksesuaian dengan pernyataan ini, maka saya bersedia menerima sanksi sesuai dengan ketentuan yang berlaku di Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

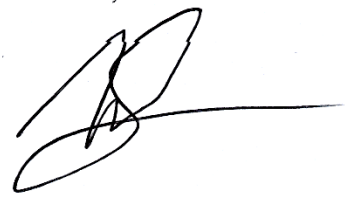
Surabaya, 26 Juli 2022

Mengetahui

Dosen Pembimbing

Mahasiswa,


(Bambang Arip Dwiyantoro, S.T.,MSc. PhD)
NIP. 197804012002121001


(Fajar Ashari)
NRP. 02111840000133

STATEMENT OF ORIGINALITY

The undersigned below:

Name of student / NRP : Fajar Ashari / 02111840000133
Department : Mechanical Engineering FTIRS-ITS
Advisor / NIP : Bambang Arip Dwiyantoro, S.T.,MSc. PhD. /
197804012002121001

hereby declare that the Final Project with the title of

**“THERMAL DESIGN ANALYSIS OF KETTLE REBOILER ON ACID GAS
REMOVAL UNIT BIO REFINERY OF PLAJU REFINERY USING HTRI
XCHANGER SUITE SOFTWARE”**

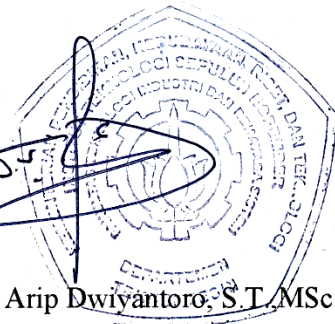
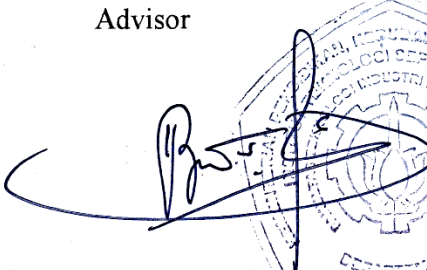
the result of my own work, is original, and is written by following the rules of scientific writing.

If in the future there is a discrepancy with this statement, then I am willing to accept sanctions in accordance with the provisions that apply at Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Surabaya, 26 July 2022

Acknowledged

Advisor



(Bambang Arip Dwiyantoro, S.T.,MSc. PhD)

NIP. 197804012002121001

Student,



(Fajar Ashari)

NRP. 02111840000133

**ANALISIS THERMAL DESIGN KETTLE REBOILER PADA ACID GAS REMOVAL
UNIT BIO REFINERY KILANG PLAJU DENGAN MENGGUNAKAN SOFTWARE
HTRI XCHANGER SUITE**

Nama Mahasiswa / NRP : Fajar Ashari / 02111840000133
Jurusan : Teknik Mesin FTIRS-ITS
Dosen Pembimbing : Bambang Arip Dwiyantoro, S.T.,MSc. PhD.

Abstrak

Kebijakan pemerintah Indonesia untuk meningkatkan produksi pada bidang EBT sebesar 23% dari tahun 2018, mendorong PT. Pertamina untuk membangun *Bio Refinery* di Kilang Plaju. Salah satu proses yang dibangun yaitu merupakan *Acid Gas Removal Unit*. *Acid Gas Removal Unit* (AGRU) merupakan sekelompok proses yang berfungsi untuk menghilangkan gas asam seperti *hydrogen sulfide* (H_2S) dan *carbon dioxide* (CO_2) dari gas alam. Salah satu bagian dari AGRU adalah *Kettle Reboiler* yang berfungsi untuk menghasilkan uap asam untuk diumpankan kembali ke kolom distilasi. Kebutuhan untuk mendapatkan desain *kettle reboiler* yang optimal dapat dilakukan analisis berupa *thermal design* yang membahas peringkat dan geometri dari *kettle reboiler*. Proses *thermal design* pada *kettle reboiler* dilakukan dengan memvariasikan *mass flowrate* dengan tujuan untuk mengetahui pengaruh variasi terhadap performa dari *kettle reboiler*.

Proses *thermal design* dilakukan dengan menggunakan *software* HTRI Xchanger Suite untuk mendapatkan peringkat dan dimensi dari *kettle reboiler*. Data proses awal berasal *process data sheet* AGR *reboiler* pada *acid gas removal unit* bio refinery unit III kilang plaju milik PT Pertamina. Proses *thermal design* dilakukan dengan tiga kali simulasi dengan mode yang berbeda. Mode *case design* digunakan untuk mendapatkan pilihan geometri awal *kettle reboiler*, mode *case rating* digunakan untuk mengetahui performa teoritik dari *kettle reboiler*, dan mode *case simulation* digunakan untuk mendapatkan performa aktual dari *kettle reboiler*.

Pada penelitian yang telah dilakukan didapatkan geometri dari *kettle reboiler* berdasarkan simulasi dari *software* HTRI Xchanger Suite yaitu TEMA *type* B-K-U, dimensi *tube* $d_o = 0,01905(m)$, $L = 6,096(m)$, *thickness* = $0,001651(m)$, *pitch ratio* = 1,25, *tube layout* = 30° , $d_{noz,vap\ in} = 0,33855(m)$, $d_{noz,liq\ out} = 0,33855(m)$ dan $N_{tubes} = 3052$, dimensi *shell* yaitu $D_i = 1,4224(m)$, $D_o = 1,4383(m)$, $d_{noz,liq\ in} = 0,25888(m)$, $d_{noz,liq\ out} = 0,25888(m)$, $d_{noz,vap\ out} = 0,53975(m)$ dan berat *shell bundle* $W_b = 14170(kg)$. Pada kenaikan *mass flowrate* sisi *tube*, nilai *heat transfer rate*, *overall heat transfer coefficient*, *tube pressure drop*, *shell pressure drop*, *temperatur hot outlet*, dan *temperatur cold outlet* akan meningkat. Pada kenaikan *mass flowrate* sisi *shell*, nilai *heat transfer rate* dan *shell pressure drop* akan meningkat. Sedangkan *overall heat transfer coefficient*, *tube pressure drop*, *temperatur hot outlet*, dan *temperatur cold outlet* akan menurun.

Kata kunci: *HTRI Xchanger Suite, Kettle Reboiler, Thermal Design*

THERMAL DESIGN ANALYSIS OF KETTLE REBOILER ON ACID GAS REMOVAL UNIT BIO REFINERY OF PLAJU REFINERY USING HTRI XCHANGER SUITE SOFTWARE

Student Name / NRP : Fajar Ashari / 02111840000133
Department : Mechanical Engineering FTIRS-ITS
Advisor : Bambang Arip Dwiyantoro, S.T.,MSc. PhD.

Abstract

The Indonesian government's policy to increase production in the NRE sector by 23% from 2018, encourages PT. Pertamina to build a Bio Refinery at the Plaju Refinery. One of the processes built is the Acid Gas Removal Unit. Acid Gas Removal Unit (AGRU) is a group of processes that functions to remove acid gases such as hydrogen sulfide (H₂S) and carbon dioxide (CO₂) from natural gas. One part of AGRU is the Kettle Reboiler which functions to produce acid vapor to be fed back to the distillation column. The need to get an optimal boiler reboiler design can be done in the form of a thermal design analysis that discusses the rating and geometry of the kettle reboiler. The thermal design process for the kettle reboiler is carried out by varying the mass flow rate with the aim of knowing the effect of variations on the performance of the kettle reboiler.

The thermal design process was carried out using the HTRI Xchanger Suite software to obtain the ratings and dimensions of the kettle reboiler. The initial process data comes from the AGR reboiler process data sheet at the acid gas removal unit, bio refinery unit III, PT Pertamina's Plaju refinery. The thermal design process is carried out with three simulations with different modes. Case design mode is used to determine the initial geometry of the kettle reboiler, case rating mode is used to determine the theoretical performance of the kettle reboiler, and case simulation mode is used to obtain the actual performance of the kettle reboiler.

In the research that has been done, the geometry of the kettle reboiler is based on a simulation of the HTRI Xchanger Suite software, namely TEMA type B-K-U, with tube dimensions tube $d_o = 0,01905 (m)$, $L = 0,6096 (m)$, $thickness = 0,001651 (m)$, $pitch\ ratio = 1,25$, $tube\ layout = 30^\circ$, $d_{noz,vap\ in} = 0,33855(m)$, $d_{noz,liq\ out} = 0,33855(m)$ and $N_{tubes} = 3052$, shell dimensions are $D_i = 1,4224 (m)$, $D_o = 1,4383 (m)$, $d_{noz,liq\ in} = 0,25888(m)$, $d_{noz,liq\ out} = 0,25888(m)$, $d_{noz,vap\ out} = 0,53975(m)$, and shell bundle weight $W_b = 14170\ kg$. As the tube side mass flow rate increases, the heat transfer rate, overall heat transfer coefficient, tube pressure drop, shell pressure drop, hot outlet temperature, and cold outlet temperature increase. As the shell side mass flowrate increases, the heat transfer rate and shell pressure drop increase. In the overall heat transfer coefficient, the tube pressure drop, the hot outlet temperature, and the cold outlet temperature will decrease.

Keyword: *HTRI Xchanger Suite, Kettle Reboiler, Thermal Design*

KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan kepada Allah SWT, atas berkat dan rahmat-Nya penulis diberikan kesehatan, kemudahan dan kelancaran dalam menyusun laporan tugas akhir yang berjudul :

“ANALISIS THERMAL DESIGN KETTLE REBOILER PADA ACID GAS REMOVAL UNIT BIO REFINERY KILANG PLAJU DENGAN MENGGUNAKAN SOFTWARE HTRI XCHANGER SUITE”

Tugas akhir ini merupakan salah satu syarat akademik yang harus dipenuhi penulis dalam program studi S-1 Teknik Mesin FTIRS-ITS. Tak lupa dalam penulisan laporan ini penulis juga mengucapkan terima kasih banyak dalam kelancaran tugas akhir ini kepada :

1. Tuhan Yang Maha Esa, Allah Subhanahu wa ta'ala atas berkat dan rahmat-Nya yang telah memberikan kesehatan serta kelancaran dalam Tugas Akhir ini.
2. Kedua mendiang orang tua penulis yang telah merawat dan mengajarkan penulis sampai bisa sejauh ini. Semoga keduanya diberikan tempat terbaik disisi-Nya, Aamiin.
3. Keluarga penulis lainnya, terutama kakak penulis tercinta, Puji Sarastina yang senantiasa mendoakan kemudahan untuk segala hal yang penulis lakukan.
4. Bapak Bambang Arip Dwiyanoro, S.T.,MSc. PhD, selaku dosen pembimbing yang menerima penulis untuk menjadi anak bimbingan dan juga selalu membimbing penulis dalam Tugas Akhir ini.
5. Segenap Bapak/Ibu Dosen pengajar maupun tenaga pendidik, dan karyawan di Departemen Teknik Mesin.
6. Mas Agus dan Mas Udin saudara sekaligus teman penulis di kampung halaman, yang senantiasa menghibur dikala penulis jenuh saat menjalankan Tugas Akhir.
7. Rayhan Khayrunnas selaku teman sekaligus mentor bagi penulis yang membantu dalam memulai dan menjalankan Tugas Akhir ini, dan juga Fadhil Widiyono, Daffa Satryo serta Hanindito Bayu yang membantu penulis dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini.
8. Teman-Teman Lab. Kompok dan LBMM yang sudah berbagi cerita masa kuliah bersama penulis, Bustomi, Aldi, Habib, Alza, William, Ahong, Gagik dan lainnya yang tidak dapat disebutkan semuanya.
9. Teman-teman angkatan M61 dan M-lainnya yang tidak dapat penulis sebutkan yang selalu mendukung penulis.
10. Pak Sandy dan Pak Noval serta pihak tempat kerja praktek, PT Rekayasa Industri yang membuka jalan penulis dalam mejalankan Tugas Akhir.

Penulis menyadari masih banyak kekurangan pada laporan tugas akhir ini, oleh karena itu kritik dan saran yang membangun penulis harapkan dari semua pihak untuk kesempurnaan tugas akhir penulis. Akhir kata penulis ucapkan mohon maaf atas kekurangan pada penulisan laporan tugas akhir ini, dan semoga Allah SWT senantiasa memberi nikmat kesehatan dan meridhai segala usaha kita, Aamiin.

Surabaya, 26 Juli 2022



Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
HALAMAN PENGESAHAN	iii
ABSTRAK.....	vii
ABSTRACT	viii
KATA PENGANTAR.....	ix
DAFTAR ISI	x
DAFTAR GAMBAR.....	xiii
DAFTAR TABEL	xv
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah.....	2
1.3 Batasan Masalah	2
1.4 Tujuan Penelitian.....	2
1.5 Manfaat Penelitian.....	2
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	3
2.1 Hasil Penelitian Terdahulu	3
2.1.1 Ranjeet Handibag, dkk (2020), <i>Thermal Design of Tube and Shell Heat Exchanger and Verification by HTRI Software</i>	3
2.1.2 Munip Alpaslan Alperen, dkk (2019), <i>Detailed Comparison of the Methods Used in the Heat Transfer Coefficient and Pressure Loss Calculation of Shell Side of Shell and Tube Heat Exchangers with the Experimental Results</i>	4
2.1.3 Husam J. Alsaemre, dkk (2022), <i>Optimum Design Parameters with the Lowest Cost of Basra Refinery Kettle Reboiler</i>	5
2.1.4 Kelvin Ryanta Tanato, dkk (2017), <i>Analisa Unjuk Kerja Alat Penukar Panas Amine Regenerator Reboiler di PT Pertamina EP Prabumulih Field</i>	7
2.2 Acid Gas Removal Unit	8
2.3 Reboiler	9
2.3.1 Kettle Reboiler.....	9
2.3.2 Komponen Kettle Reboiler	10
2.3.3 TEMA Designation of Heat Exchanger	10
2.4 Shell Side	11
2.4.1 TEMA K-Type	11
2.4.2 Weir	12
2.5 Tube Side	12

2.5.1 <i>U-Tube Bundle</i>	12
2.5.2 <i>Tube Layout dan Tube Pitch</i>	13
2.5.3 <i>Tube Size, Tube Count, dan Tube Length</i>	13
2.6 Analisis Perpindahan Panas.....	13
2.6.1 Analisis Termodinamika.....	14
2.6.2 <i>Heat Transfer Rate</i> dengan Metode LMTD.....	15
2.6.3 <i>Heat Transfer Area dan Number of Tubes</i>	17
2.6.4 <i>Overall Heat Transfer Coefficient</i>	18
2.6.5 Perpindahan Panas pada <i>Shell Side</i>	19
2.6.6 Perpindahan Panas pada <i>Tube Side</i>	20
2.6.7 Penurunan Tekanan.....	21
2.7 Perencanaan <i>Kettle Reboiler</i>	23
2.8 HTRI Xchanger Suite <i>Software</i>	23
BAB III METODOLOGI.....	27
3.1 Diagram Alir Penelitian.....	27
3.1.1 Observasi.....	28
3.1.2 Perumusan Masalah.....	28
3.1.3 <i>Studi Literatur</i>	28
3.1.4 <i>Process Data Sheet</i>	28
3.1.5 Simulasi mode <i>Case Design</i>	28
3.1.6 Simulasi mode <i>Case Rating</i>	28
3.1.7 Analisis Perhitungan.....	28
3.1.8 Simulasi mode <i>Case Simulation</i>	28
3.1.9 Data Hasil Simulasi.....	29
3.1.10 Analisis dan Pembahasan.....	30
3.1.11 Kesimpulan.....	30
3.2 Skematik dan Data Input Simulasi.....	30
3.3 Diagram Alir Simulasi <i>Software HTRI</i>	34
3.3.1 Diagram Alir <i>Case Design</i> Menggunakan <i>Software HTRI</i>	34
3.3.2 Input Data <i>Case Design</i>	35
3.3.3 Diagram Alir <i>Case Rating</i> Menggunakan <i>Software HTRI</i>	36
3.3.4 Input Data <i>Case Rating</i>	37
3.3.5 Diagram Alir <i>Case Simulation</i> Menggunakan <i>Software HTRI</i>	38
3.3.6 Input Data <i>Case Simulation</i>	39

3.3.7 Input <i>Process Condition</i>	40
3.3.8 Input <i>Physical Properties</i>	40
3.4 Diagram Alir Analisis Perhitungan	41
BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN.....	43
4.1 <i>Schematic Kettle Reboiler</i>	43
4.2 Permodelan dan Geometri Hasil dari <i>Case Design</i>	43
4.3 Geometri dan Performa Hasil <i>Case Rating</i>	45
4.4 Analisis Perhitungan pada <i>Kettle Reboiler</i>	47
4.4.1 Menghitung <i>Heat Transfer Rate</i>	48
4.4.2 Menghitung <i>Heat Transfer Coefficient</i>	48
4.4.3 Menghitung <i>Pressure Drop</i>	52
4.5 <i>Temperature Outlet</i> dan Performa Hasil <i>Case Simulation</i>	54
4.6 Pengaruh Variasi <i>Mass Flowrate</i> pada <i>Case Simulation</i>	55
4.6.1 Pengaruh Variasi <i>Mass Flowrate</i> terhadap <i>Heat Transfer Rate</i>	56
4.6.2 Pengaruh Variasi <i>Mass Flowrate</i> terhadap <i>Overall Heat Transfer Coefficient</i>	57
4.6.3 Pengaruh Variasi <i>Mass Flowrate</i> terhadap <i>Pressure Drop</i>	59
4.6.4 Pengaruh Variasi <i>Mass Flowrate</i> terhadap <i>Temperature Outlet</i>	60
4.7 Perbandingan Perhitungan dan <i>HTRI Mode Simulation</i>	62
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	65
5.1 Kesimpulan.....	65
5.2 Saran	65
DAFTAR PUSTAKA.....	67
LAMPIRAN	71
BIODATA PENULIS.....	77

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Pengaruh <i>Mass Flowrate</i> terhadap <i>Shell Side Pressure Loss</i>	4
Gambar 2.2 <i>MFR effect on Heat Duty</i>	5
Gambar 2.3 <i>MFR effect on Overall Heat Transfer Coefficient</i>	6
Gambar 2.4 <i>MFR effect on T hot out</i>	6
Gambar 2.5 <i>MFR effect on T cold out</i>	6
Gambar 2.6 Diagram Alir Proses <i>Acid Gas Removal</i>	8
Gambar 2.7 Skematik <i>Reboiler</i> pada <i>Acid Gas Removal Unit</i>	9
Gambar 2.8 <i>Kettle Reboiler</i> dengan <i>U-tube bundle</i>	10
Gambar 2.9 <i>TEMA Designation</i>	11
Gambar 2.10 <i>Shell TEMA K-Type</i>	12
Gambar 2.11 <i>U-Tube Bundle</i>	12
Gambar 2.12 <i>Tube Pitch</i> dan <i>Tube Layout</i>	13
Gambar 2.13 Sistem aliran fluida <i>Kettle Reboiler</i>	13
Gambar 2.14 Skematik <i>Control Volume</i>	14
Gambar 2.15 Variasi Temperatur Fluida pada Aliran <i>Counterflow</i>	16
Gambar 2.16 Faktor Koreksi untuk Satu <i>Shell</i> dan <i>Multipass Tube</i>	17
Gambar 2.17 Tampilan <i>Software HTRI Xchanger Suite</i>	24
Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian.....	27
Gambar 3.2 <i>Process Flow Diagram AGRU Bio Refinery Kilang Plaju</i>	30
Gambar 3.3 Skematik <i>Kettle Reboiler AGRU Bio Refinery Kilang Plaju</i>	31
Gambar 3.4 Diagram Alir <i>Case Design</i>	34
Gambar 3.5 Input <i>Case Design</i>	35
Gambar 3.6 Diagram Alir <i>Case Rating</i>	36
Gambar 3.7 Input <i>Case Rating</i>	37
Gambar 3.8 Diagram Alir <i>Case Simulation</i>	38
Gambar 3.9 Input <i>Case Simulation</i>	39
Gambar 3.10 Input <i>Process Conditions</i>	40
Gambar 3.11 Input <i>Physical Properties</i>	40
Gambar 3.12 Diagram Alir Perhitungan.....	42
Gambar 4.1 <i>Schematic Kettle Reboiler</i>	43
Gambar 4.2 Hasil <i>Running Case Design</i>	44
Gambar 4.3 Hasil <i>Running Case Rating</i>	46
Gambar 4.4 Hasil <i>Running Case Simulation</i>	54

Gambar 4.5 Pengaruh <i>Mass Flowrate</i> terhadap <i>Heat Transfer Rate</i>	57
Gambar 4.6 Pengaruh <i>Mass Flowrate</i> terhadap <i>Overall Heat Transfer Coefficient</i>	58
Gambar 4.7 Pengaruh <i>Mass Flowrate</i> terhadap <i>Tube Pressure Drop</i>	59
Gambar 4.8 Pengaruh <i>Mass Flowrate</i> terhadap <i>Shell Pressure Drop</i>	60
Gambar 4.9 Pengaruh <i>Mass Flowrate</i> terhadap <i>Tube Temperature Outlet</i>	61
Gambar 4.10 Pengaruh <i>Mass Flowrate</i> terhadap <i>Shell Temperature Outlet</i>	62

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Perbandingan Metode Kern dan Simulasi HTRI.....	3
Tabel 2.2 Data Input Kondisi Operasi	5
Tabel 2.3 Data Desain <i>Kettle Reboiler</i> oleh PT Inti Karya Persada Teknik	7
Tabel 2.4 Perbandingan Unjuk Kerja Data Desain dengan Eksisting	7
Tabel 2.5 Perbedaan Mode pada HTRI Xchanger Suite	25
Tabel 3.1 Tabel Variasi <i>Mass Flowrate</i> terhadap Performa <i>Kettle Reboiler</i>	29
Tabel 3.2 Input Parameter <i>Kettle Reboiler</i>	32
Tabel 3.3 Input Parameter <i>Physical Properties Amine Fluid</i> pada <i>Shell</i>	33
Tabel 4.1 Hasil <i>Running Case Design</i>	44
Tabel 4.2 Hasil <i>Running Case Rating</i>	46
Tabel 4.3 Data Proses dan Geometri Perhitungan.....	47
Tabel 4.4 Data <i>Physical Properties</i> Perhitungan.....	47
Tabel 4.5 Komposisi Fluida <i>Amine</i>	48
Tabel 4.6 Hasil <i>Running Case Simulation</i>	55
Tabel 4.7 Data Performa dengan Variasi <i>Mass Flowrate</i>	56
Tabel 4.8 Hasil Perhitungan dan HTRI <i>Mode Simulation</i>	62

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Pada Tahun 2025 Indonesia menargetkan peningkatan sebesar 23% dari tahun 2018 produksi pada bidang EBT(Energi Baru dan Terbarukan) salah satunya yaitu terkait *biofuel(biodiesel dan bioethanol)*.(Dewan Energi Nasional, 2020) Dengan peningkatan tersebut PT Pertamina selaku salah satu produsen besar bahan bakar di Indonesia memiliki rencana untuk membuat *Bio Refinery* pada Kilang Plaju Palembang dan mempercayakan proyek ini kepada PT Rekayasa Industri. PT Rekayasa Industri (PT Rekind) merupakan perusahaan jasa yang bergerak dalam bidang rancang bangun industri atau yang dikenal sebagai *Engineering, Procurement, dan Construction* (EPC).(Horti, 2018) Pada akhir tahun 2021, PT Rekind menerima proyek *Front End Engineering Design* Bio Refinery Unit III Plaju milik Pertamina. Bio Refinery Unit III Plaju merupakan *refinery* pengolahan minyak mentah untuk memproduksi bahan bakar jet terbarukan. Perusahaan Honeywell UOP dalam hal ini ikut berperan sebagai lisensor utama Bio Refinery Unit III Plaju.

Pada Bio Refinery ini, kebutuhan menghilangkan CO₂ dan H₂S dari gas daur ulang hingga dibawah 300 mol-ppm sebelum gas masuk ke *Recycle Gas Compressor*, menjadi acuan untuk penggunaan Unit Amina Honeywell UOP. Unit Amina atau biasa dikenal juga dengan *Acid Gas Removal Unit* merupakan sekelompok proses yang menggunakan larutan berair dari berbagai alkilamina (biasanya disebut juga sebagai amina) untuk menghilangkan *hydrogen sulfide* (H₂S) dan *carbon dioxide* (CO₂) dari gas.(Abatzoglou & Boivin, 2009)

Dari banyaknya alat pada proses *Acid Gas Removal, thermal design* dari *Kettle Reboiler* menjadi fokus pada penelitian ini. *Kettle Reboiler* pada dasarnya adalah alat penukar panas tipe *shell and tube* yang digunakan untuk mengubah fase cair dari amina menjadi uap.(Kumar et al., 2003) Amina yang masuk ke dalam *Kettle Reboiler* pada sisi *shell* sebagai *cold fluid* memiliki temperatur 120.41°C dan keluar dengan temperatur 121.28°C. Sedangkan *hot fluid* yang digunakan sebagai pemanas amine berupa air berada pada sisi *tube* dengan temperatur masuk 150.0°C dan keluar dengan temperatur 138.5°C.

Terdapat variasi *mass flowrate* pada sisi *shell and tube Acid Gas Removal* yang didasarkan pada *margin design Kettle Reboiler*. Hal ini berpengaruh pada perpindahan panas, penurunan tekanan dan dimensi. Ini mengacu pada beberapa penelitian terdahulu. Miftakhul Jannah (2018) menyatakan, “Perubahan *feed flowrate* mempengaruhi besar nilai *fouling resistance, fouling resistance* yang turun dapat meningkatkan nilai koefisien perpindahan panas secara keseluruhan dalam keadaan *fouling*. *Fouling resistance* disebabkan karena pemilihan geometri *reboiler*, sehingga terdapat sebab akibat antara pemilihan geometri dan *fouling resistance*.”(Putri, 2018) Munip Alpaslan Alperen, dkk (2019) pada penelitiannya menyebutkan, Perubahan *mass flowrate* pada sisi *shell* berpengaruh pada *heat transfer coefficient* dan juga penurunan tekanan pada sisi *shell*. Semakin meningkat *mass flowrate* yang masuk kedalam *heat exchanger*, maka semakin meningkat pula *heat transfer coefficient* dan juga penurunan tekanan yang terjadi.(Alperen et al., 2019) Menurut Masoud Asadi and Dr Ramin Haghighi Khoshkhoo, *mass flowrate* adalah kunci untuk merancang sebuah *heat exchanger* karena berpengaruh pada *pressure drop, reynolds number, convective coefficient, overall heat transfer coefficient*, dan *heat exchanger efficiency*. Penurunan tekanan dan koefisien konvektif meningkat seiring dengan meningkatnya laju aliran massa. Dan juga laju

aliran massa juga sangat bergantung pada dimensi *heat exchanger*.(Asadi et al., 2013) Penelitian terdahulu tersebut mendasari dalam mendesain *Kettle Reboiler* agar memperhatikan faktor laju aliran massa yang berpengaruh dalam menentukan desain yang optimal.

Penelitian ini didasarkan pada kebutuhan *thermal design* dari *Kettle Reboiler* pada *Acid Gas Removal Unit* untuk mendapatkan desain yang paling optimal dengan menggunakan software HTRI Xchanger Suite dan juga merupakan langkah untuk memenuhi target dari perencanaan kebutuhan Indonesia dimasa mendatang.

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang yang telah disebutkan diatas, maka rumusan masalah dalam penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Bagaimana desain dan geometri *Kettle Reboiler* yang optimal untuk memenuhi kebutuhan proses *Acid Gas Removal Unit*.
2. Bagaimana pengaruh *mass flow rate* dari *fluida tubeside* dan *shellside* terhadap performa *Kettle Reboiler*.

1.3 Batasan Masalah

Batasan masalah yang ada pada penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Perancangan berdasarkan data proses dari *Bio Refinery* Kilang Plaju.
2. *Properties* fluida kerja berdasarkan data proses dari *Bio Refinery* Kilang Plaju.
3. *Properties* fluida kerja berupa Water IAPWS dan Amine.
4. Berat total *heat exchanger* tidak melebihi 18,5 ton.
5. Simulasi menggunakan *software* HTRI Xchanger Suite.
6. Cost pembuatan tidak diperhitungkan.

1.4 Tujuan Penelitian

Adapun tujuan dari penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Mendapatkan desain dan geometri *Kettle Reboiler* yang optimal untuk memenuhi kebutuhan proses *Acid Gas Removal Unit*.
2. Mengetahui pengaruh *mass flowrate* fluida pada *tubeside* dan *shellside* terhadap performa *Kettle Reboiler*.

1.5 Manfaat Penelitian

Manfaat dari penelitian ini adalah mendapatkan desain optimal dari *Kettle Reboiler* pada *Acid Gas Removal Unit* yang memiliki performa yang sesuai dengan kebutuhan dalam pembuatan proyek Bio Refinery Kilang Plaju. Selain itu, penelitian ini diharapkan dapat menjadi referensi mengenai penelitian yang berkaitan dengan AGR *Kettle Reboiler* dengan metode simulasi menggunakan *software* HTRI Xchanger Suite.

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Hasil Penelitian Terdahulu

2.1.1 Ranjeet Handibag, dkk (2020), *Thermal Design of Tube and Shell Heat Exchanger and Verification by HTRI Software*

Ranjeet Handibag, dkk pada penelitiannya membahas terkait perbandingan antara hasil dari perhitungan desain termal menggunakan metode kern dan hasil simulasi dari *software* HTRI pada *heat exchanger* tipe *shell and tube*. (Handibag et al., 2020)

Langkah yang dilakukan pada penelitian milik Ranjeet setelah mendapatkan data *input* adalah dengan melakukan perhitungan manual untuk mencari *Overall heat transfer coefficient*, *Heat duty*, *Shell side pressure drop*, dan *Tube side pressure drop*. Setelah itu, dilakukan simulasi menggunakan *software* HTRI dengan memasukan *input* yang sama dengan perhitungan manual, untuk mendapatkan data-data seperti yang sudah disebutkan. Setelah analisis dengan perhitungan manual dan simulasi selesai, dilakukan proses verifikasi atau perbandingan hasil dari perhitungan manual dan simulasi. Data hasil perhitungan manual dan simulasi dapat dilihat pada tabel 2.1 berikut.

Tabel 2.1 Perbandingan Metode Kern dan Simulasi HTRI

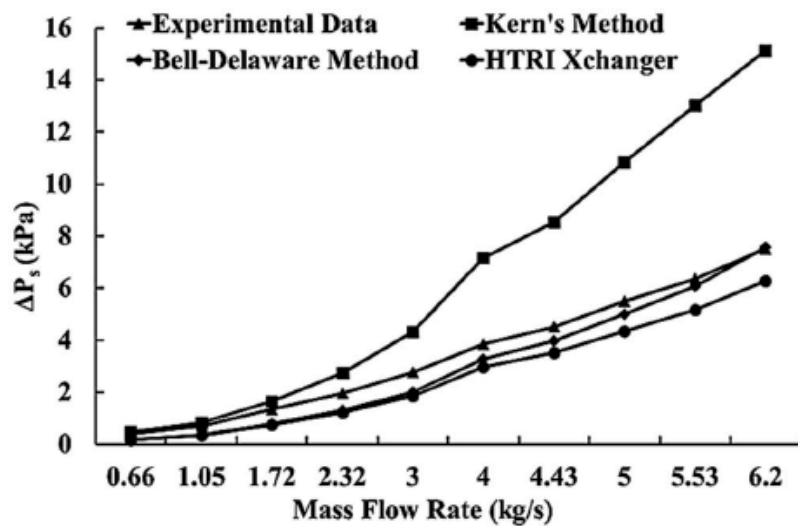
Parameter	Calculated Value	HTRI Value	remark
Overall Heat Transfer Coefficient	152.61 kcal/hr·m ² ·°C	142.26 kcal/hr·m ² ·°C	Less than 10% of variation
Heat Duty	21400.5 kcal/hr	21896 kcal/hr	Less than 10% of variation
Shell Side Pressure Drop	0.09983 kg/cm ²	0.049 kg/cm ²	< 0.5 kg/cm ²
Tube Inside Pressure Drop	0.044 kg/cm ²	0.053 kg/cm ²	<0.1 kg/cm ²

Perbedaan yang terjadi antara hasil perhitungan manual dan simulasi menggunakan *software* HTRI pada *overall heat transfer coefficient* dan *heat duty* perbedaannya masih dibawah 10% dan masih dapat diterima. Pada penurunan tekanan sisi *shell* dan *tube* hasil yang didapatkan masih dibawah batas penurunan tekanan yang diijinkan maka hasil dapat diterima.

Pada penelitian ini dapat disimpulkan bahwa pada awalnya desain termal dilakukan dengan menggunakan metode kern. Parameter input diambil dari lembar spesifikasi. Kemudian didapatkan nilai hasil yang dicari. *Software* HTRI digunakan untuk memverifikasi desain termal analitis. Ini memberikan hasil yang mendekati hasil yang diperoleh dari desain termal. Pada tabel 2.1 menunjukkan bahwa hasil yang didapatkan cukup mendekati dan masih dapat diterima, maka dari itu *software* HTRI dapat digunakan untuk analisis desain termal.

2.1.2 Munip Alpaslan Alperen, dkk (2019), *Detailed Comparison of the Methods Used in the Heat Transfer Coefficient and Pressure Loss Calculation of Shell Side of Shell and Tube Heat Exchangers with the Experimental Results*

Munip Alpaslan Alperen, dkk pada penelitiannya membandingkan hasil data dari eksperimennya pada sebuah *heat exchanger* tipe *shell and tube* dengan hasil dari metode kern analitis, metode bell-delaware analitis, dan dari simulasi menggunakan *software* HTRI. Tujuan dari penelitian ini adalah untuk mengetahui hasil data dari masing masing metode yang nantinya akan dibandingkan satu sama lain sehingga dapat menentukan metode mana yang paling baik untuk perhitungan dengan deviasi paling minimum.(Alperen et al., 2019) Data hasil yang akan dijadikan parameter pembanding pada penelitian ini adalah *pressure loss* pada sisi *shell*.



Gambar 2.1 Pengaruh *Mass Flowrate* terhadap *Shell Side Pressure Loss*(Alperen et al., 2019)

Gambar 2.1 menunjukkan pengaruh *mass flowrate* terhadap penurunan tekanan pada sisi *shell*. Terlihat pada grafik bahwa penurunan tekanan akan semakin naik seiring dengan meningkatnya *mass flowrate* yang masuk pada sisi *shell*. Pada metode kern penurunan tekanan meningkat secara signifikan, pada metode bell-delaware dan *software* HTRI penurunan tekanan meningkat dengan hasil yang mendekati hasil eksperimen. Hal ini dikarenakan analisis dilakukan pada region yang berbeda pada tiap metode. Metode kern melakukan kalkulasi secara keseluruhan, sedangkan metode bell-delaware dan *software* HTRI memperhitungkan secara *independent* pada *inlet-outlet nozzle*, *crossflow region*, dan *windows region*. Pada grafik deviasi, terlihat bahwa deviasi dari metode kern meningkat seiring bertambahnya *mass flowrate*, sedangkan pada metode bell-delaware dan *software* HTRI menurun.

Penelitian ini dapat digunakan oleh penulis sebagai referensi pengaruh *mass flowrate* penurunan tekanan yang terjadi pada sisi *shell*. Perbandingan hasil analisis dari metode kern, metode bell-delaware, *software* HTRI dan hasil eksperimen menunjukkan bahwa *software* HTRI dapat digunakan untuk proses *thermal design* dengan hasil yang mendekati dengan hasil eksperimen.

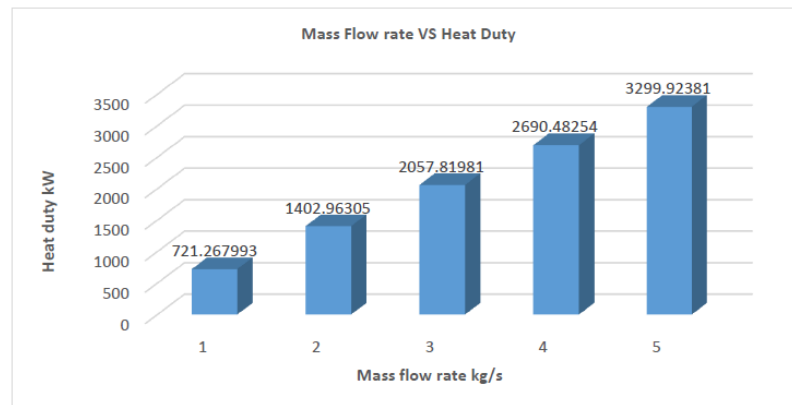
2.1.3 Husam J. Alsaemre, dkk (2022), *Optimum Design Parameters with the Lowest Cost of Basra Refinery Kettle Reboiler*

Husam J. Alsaemre, dkk pada penelitiannya melakukan percobaan simulasi untuk menentukan parameter desain terbaik guna merancang sebuah *Kettle Reboiler* yang optimal agar mendapatkan efisiensi paling tinggi dengan *cost* yang paling rendah. Dalam hal efisiensi hal yang berpengaruh dalam *kettle reboiler* adalah *heat transfer coefficient*. Penelitian ini dilakukan pada Aspen plus® and Aspen *exchanger design and rating* (EDR)® software V10. Penelitian dari Husam J. Alsaemre, dkk ini akan diambil pengaruh *mass flowrate* terhadap *heat duty*, *overall heat transfer coefficient* dan *temperatur outlet*. *Mass flowrate* akan divariasikan pada *software* dan data hasil simulasi akan digunakan sebagai acuan *mass flowrate* mana yang paling baik untuk digunakan pada desain *kettle reboiler*. (Alsaemre et al., 2022)

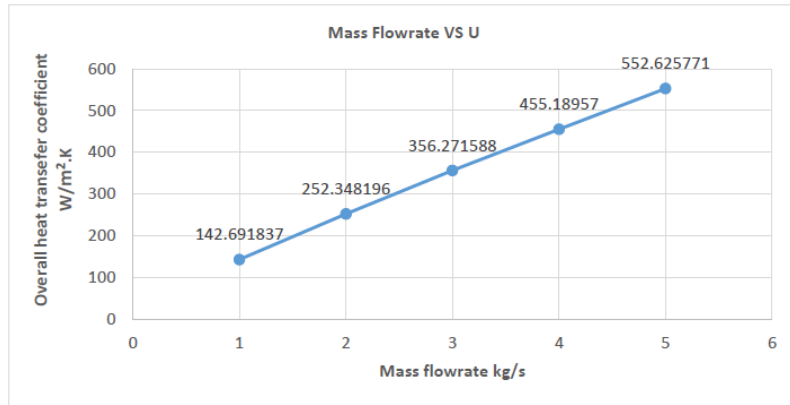
Tabel 2.2 Data Input Kondisi Operasi

Data for Hot Stream (Tube): BENZENE+H ₂				
	IN		OUT	
P	35.97	bar	35.928	bar
T	788	k	568	k
m [·]	3.055	kg/s (vap.)	3.055	kg/s (vap.)
Data for Cold Stream (Shell): BENZENE				
	IN		OUT	
P	25.83788	bar	25.668	bar
T	503	k	505	k
m [·]	20.48	kg/s (liq.)	11.8675	kg/s (vap.)

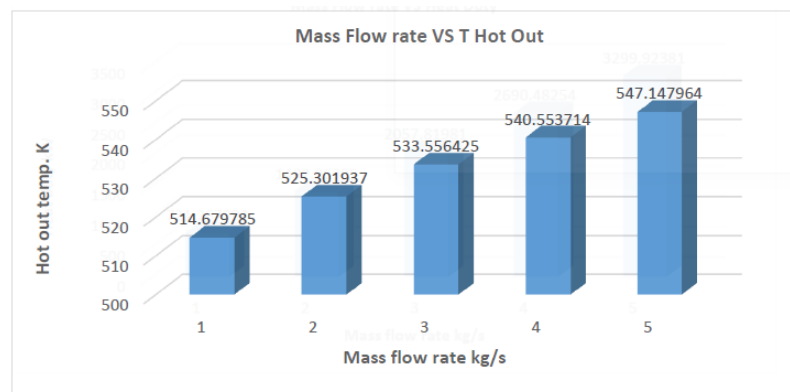
Tabel 2.2 merupakan data input kondisi operasi untuk simulasi dengan data geometri design *Shell* memiliki ukuran 1150 mm dan 1200 mm dibulatkan, memiliki jumlah *tube* 200 dengan *inner diameter* 25 mm dan tebal 2.5mm serta panjang 4000 mm, *tube pitch* nya 32 mm. Dan berikut merupakan hasil yang didapatkan pada penelitian ini.



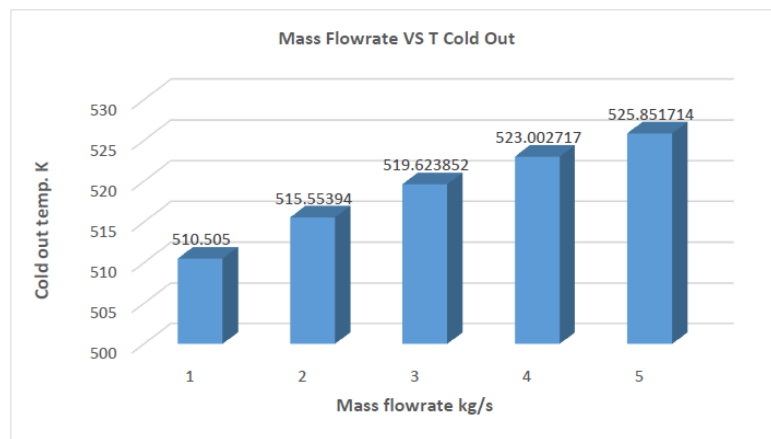
Gambar 2.2 MFR effect on Heat Duty(Alsaemre et al., 2022)



Gambar 2.3 MFR effect on Overall Heat Transfer Coefficient(Alsaemre et al., 2022)



Gambar 2.4 MFR effect on T hot out(Alsaemre et al., 2022)



Gambar 2.5 MFR effect on T cold out(Alsaemre et al., 2022)

Gambar 2.2-2.5 merupakan data hasil pengaruh variasi *mass flow rate* pada sisi *tube* dari fluida yang masuk ke *kettle reboiler* terhadap *Heat Duty*, *overall heat transfer coefficient*, *Temperatur hot outlet* dan *temperatur cold outlet*. Dari data tersebut didapatkan semakin besar *mass flow rate* yang masuk ke *kettle reboiler*, maka *Heat Duty* *overall heat transfer coefficient*, *Temperatur hot outlet* dan *temperatur cold outlet* juga akan meningkat. Pada simulasi yang dijalankan *mass flow rate* juga dapat berpengaruh terhadap vibrasi yang terjadi pada *kettle reboiler*. Menurut Husam J. Alsaemre, dkk *mass flow rate* terbaik berada pada nilai 4 kg/s untuk menghindari vibrasi yang berlebih. Selain

didapatkan data diatas, peningkatan *mass flow rate* juga diketahui dapat berpengaruh pada peningkatan kecepatan fluida, *reynolds number*, dan *nusselt number*, hal ini akan berpengaruh pada peningkatan *overall heat transfer coefficient*. Penelitian ini dapat penulis gunakan sebagai referensi peningkatan *mass flow rate* fluida terkait pengaruhnya terhadap performa dari *kettle reboiler*.

2.1.4 Kelvin Ryanta Tanato, dkk (2017), Analisa Unjuk Kerja Alat Penukar Panas *Amine Regenerator Reboiler* di PT Pertamina EP Prabumulih Field

Kelvin Ryanta Tanato, dkk melakukan penelitian terkait perbandingan antara hasil analisis manual dengan kondisi eksisting dari sebuah *kettle reboiler* pada PT PERTAMINA EP. Tujuan dari penelitian ini adalah mengetahui faktor faktor yang mempengaruhi penurunan performa *kettle reboiler* pada kondisi eksisting. (Tanato et al., 2017)

Tabel 2.3 Data Desain *Kettle Reboiler* oleh PT Inti Karya Persada Teknik

No	Deskripsi	Satuan	Sisi Shell	Sisi Tube
1	Jenis Fluida		MDEA	Hot Oil
2	Mass flowrate	lb/hr	839,187	228,3340
3		lb/s	233.1075	634.26
4	Temperature	F	In=249/out=249	In=350/out=300

Tabel 2.4 Perbandingan Unjuk Kerja Data Desain dengan Eksisting

Parameter	on-design	existing	unit
	Value		
q	10088.789	3442.421	BTU/s
\mathcal{E}	43.19	27.28	%
$m_{\text{sisi tube}}$	634,2611	244,7519	lb/s
ΔT_{MTD}	72.97732	28.42775	F
ΔP_{shell}	31,075111	31,33444	Pound/ft2
ΔP_{tube}	151,91763	122,1651	Pound/ft2

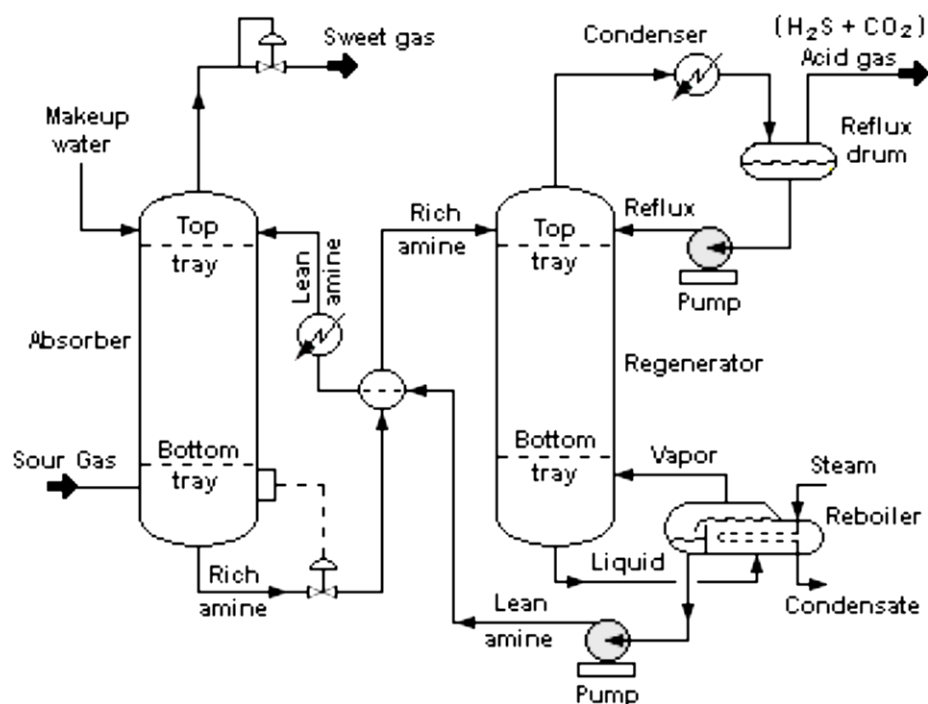
Tabel 2.3 merupakan data input yang berasal dari *Learning Centre* milik PT. Pertamina EP Asset 2 Prabumulih Field yang ada di Prabumulih, Sumatera Selatan. Data tersebut kemudian diolah untuk mengetahui laju perpindahan panas dan efektifitas dari *kettle reboiler*. Pada tabel 2.4 menunjukkan perbandingan antara hasil perhitungan dengan kondisi eksisting dari *kettle reboiler*. Data kondisi eksisting diambil dari SPG (Stasiun Pengumpulan Gas) Merbau, yaitu salah satu stasiun pengumpulan gas hasil milik PT Pertamina EP Asset 2 Prabumulih Field yang berada di Merbau, Sumatera Selatan. Dari tabel 2.4 dapat diketahui bahwa nilai laju perpindahan panas dan efektifitas kondisi eksisting mengalami penurunan dari data *on-design*(perhitungan). Penurunan performa dan laju perpindahan panas ini dipengaruhi oleh *mass flowrate* pada sisi *tube* yang mengalami penurunan, penurunan ini akan berpengaruh pada temperatur yang ada dan hal tersebut akan berpengaruh terhadap performa dan laju perpindahan panas.

Kesimpulan dari penelitian ini adalah *mass flowrate* pada sisi *tube* kondisi eksisting yang rendah menyebabkan penurunan laju perpindahan panas dan efektifitas dari *kettle reboiler*. Penelitian ini penulis gunakan sebagai acuan pengaruh *mass flowrate* terhadap performa dari *kettle reboiler* yang meliputi efektifitas dan laju perpindahan panas.

2.2 Acid Gas Removal Unit

Acid Gas Removal Unit merupakan salah satu unit dalam rantai proses minyak bumi yang digunakan untuk meminimalisir kandungan dari gas alam yang tidak diinginkan. Gas alam yang baru diekstraksi dari sumur minyak mengandung sejumlah besar belerang dan karbon dioksida. Komposisi gas asam dalam gas alam sangat bervariasi tergantung pada medan gasnya. *Acid gas* pengotor, yaitu CO_2 dan H_2S dapat merusak sifat gas alam. Pada contohnya, dalam *cryogenic conversion* gas alam menjadi LNG², CO_2 berubah menjadi keadaan padat, oleh karena itu, menghambat pengangkutan cairan dalam pipa atau H_2S yang korosif dapat menyebabkan percepatan waktu pemeliharaan pada pipa pengangkut. Selain itu H_2S berbahaya bagi manusia dan CO_2 tidak memiliki nilai kalor. Kandungan CO_2 dan H_2S inilah yang nantinya akan dikurangi hingga batas tertentu sebelum diproses lebih lanjut. (Negar Sadegh, 2013)

Dalam industri pengolahan gas, penggunaan larutan kimia digunakan untuk menghilangkan gas asam. Larutan kimia yang biasa digunakan yaitu amina, senyawa yang terbentuk dari amonia (NH_3) dengan mengganti satu atau lebih atom hidrogen dengan kelompok hidrokarbon lain. (Dr. Istadi, n.d.) penghilangan gas asam dengan menggunakan amina juga dikenal dengan istilah *amine gas treating*, *amine scrubbing*, *gas sweetening* dan *acid gas removal*. (Abatzoglou & Boivin, 2009) Selain digunakan dalam pengolahan gas alam, metode ini telah digunakan dalam berbagai industri seperti penyulingan minyak bumi, penangkapan CO_2 dari pembakaran dan gas buang, penghilangan CO_2 dari gas sintesis di pabrik amonia atau hidrogen. (Negar Sadegh, 2013) Tahapan proses *Acid Gas Removal* ini dapat dilihat Gambar 2.6.

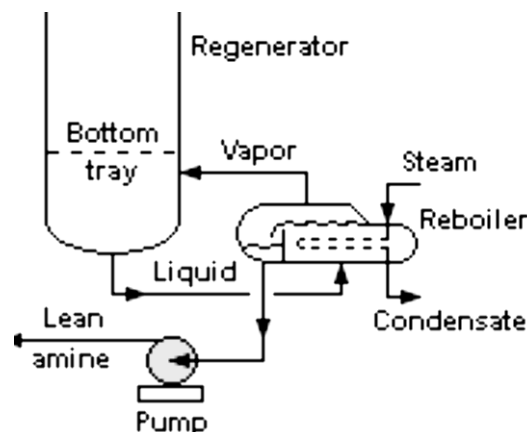


Gambar 2.6 Diagram Alir Proses *Acid Gas Removal* (Sassi & Gupta, 2008)

Proses *acid gas removal* diawali dengan *sour gas/natural gas* yang masuk kedalam *absorber* untuk diikat dengan fluida amina. Amina yang dimasukkan pada *absorber* digunakan untuk mengikat gas asam seperti CO_2 dan H_2S . Setelah itu *rich amine* bergerak menuju *rich/lean amine exchanger* untuk memisahkan kedua amina, untuk *lean amine* diteruskan ke *absorber* dan *rich amine* diteruskan ke *regenerator*. *Lean amine* pada *absorber* didaur ulang kembali untuk mengikat CO_2 dan H_2S dan *natural gas* yang mengandung sedikit CO_2 dan H_2S dilanjutkan ke proses berikutnya. *Rich amine* yang berada pada *regenerator* kemudian dipanaskan pada *reboiler* untuk memisahkan CO_2 dan H_2S dengan amina. Produk dari pemisahan pada *reboiler* ini berupa *lean amine* dan *acid gas* (CO_2 dan H_2S berupa gas). *Lean amine* dialirkan menuju *rich/lean amine exchanger* dan *acid gas* menuju bagian *top* dari *regenerator*. *Acid gas* diteruskan menuju *condensor* untuk dikondensasi menjadi 2 fasa, fasa cair dan fasa gas. Setelah itu fluida hasil *condensor* diteruskan ke *reflux drum* untuk diseleksi, fasa gas diteruskan ke proses selanjutnya dan fasa cair diteruskan ke *regenerator*. Proses pada *acid gas removal* dilakukan berulang ulang untuk mendapatkan hasil yang paling efektif. (Newpoint Gas, 2017)

2.3 Reboiler

Reboiler merupakan alat penukar panas yang digunakan untuk menghasilkan uap yang diumpankan kembali ke kolom distilasi. Uap dikembalikan ke kolom bertujuan untuk mendorong pemisahan distilasi panas yang disuplai ke kolom oleh *reboiler* di bagian bawah kolom dihilangkan oleh kondensor di bagian atas kolom. *Reboiler* jenis *shell and tube* merupakan jenis yang sering digunakan dalam *refinery*. Media pemanas berada pada *tube* yang biasanya berupa *condensing steam*, dan cairan yang dipanaskan berada pada sisi *shell*. Penukar panas yang memasok uap untuk operasi unit lainnya disebut sebagai *vaporizer*. Beberapa tipe *reboiler* yang paling umum digunakan berdasarkan jenis sirkulasinya adalah *Kettle Type reboilers*, *Thermosyphon reboilers*, *Fired reboiler*, dan *Forced circulation reboilers*. (Wikipedia, n.d.) (R.W.Serth, 2007) Pada penelitian ini tipe *reboiler* yang diigunakan adalah *Kettle Reboiler*.

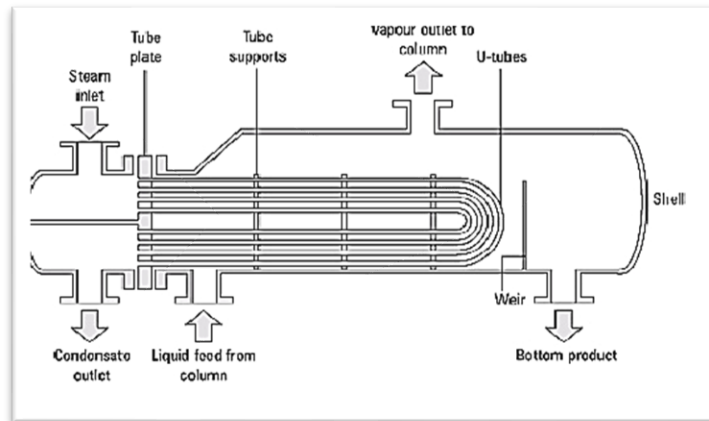


Gambar 2.7 Skematik Reboiler pada Acid Gas Removal Unit(Sassi & Gupta, 2008)

2.3.1 Kettle Reboiler

Kettle Reboiler merupakan salah satu komponen pada proses *Acid Gas Removal*. *Kettle Reboiler* pada dasarnya adalah alat penukar panas tipe *shell and tube* yang digunakan untuk mengubah fase cair dari amina menjadi uap. (Kumar et al., 2003) Prinsip

kerja dari *Kettle Reboiler* ini yaitu cairan dari kolom minum (cairan pada bagian bawah menara) masuk kedalam *kettle* melalui *shell* samping. Di dalam *kettle* terjadi kontak antara cairan tersebut dengan uap sehingga terjadi pertukaran panas yang menyebabkan cairan tersebut menguap, kemudian uap akan mengalir melalui tabung dan keluar sebagai *bundle condensate*.(Rahman & Dkk, 2014)



Gambar 2.8 Kettle Reboiler dengan U-tube bundle(Rahman & Dkk, 2014)

2.3.2 Komponen Kettle Reboiler

Komponen-komponen penukar panas *Kettle Reboiler* tipe *shell and tube* yang dapat mempengaruhi keluaran koefisien perpindahan panas yaitu sebagai berikut.(Putri, 2018)(Brogan, 2011)

1. Front Header

Front header merupakan bagian dimana fluida memasuki bagian *tube* dari penukar panas, biasanya disebut juga dengan *stationary header*.

2. Rear Header

Rear header merupakan bagian dimana fluida *tube* meninggalkan *exchanger* atau kembali ke *front head* pada *exchanger*.

3. Tube (Tube Bundle)

Tube bundle terdiri dari *tube*, *baffle*, *tie rod*, dan lain-lain untuk menahan kesatuan bersama. Fungsi dari *tube* sendiri sebagai bagian utama pada *tube bundle* adalah sebagai pemisah antara kedua fluida dan sebagai penghantar panas.

4. Shell

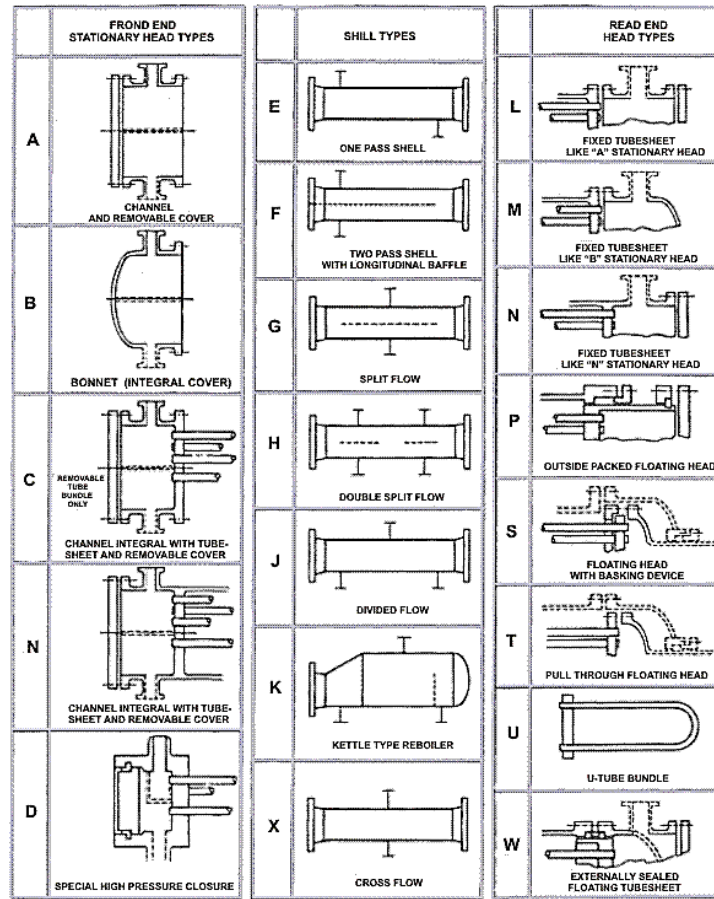
Bagian tempat *tube bundle* berada, dan tempat terjadinya perpindahan panas.

5. Baffle

Baffle merupakan sekat yang berfungsi menahan struktur *tube bundle*, mencegah terjadinya getaran dan mengatur aliran fluida sehingga meningkatkan turbulensi.(Agil Diswanto, 2018)

2.3.3 TEMA Designation of Heat Exchanger

Penukar panas tipe *shell and tube* memiliki nomenklatur standar yang dikembangkan oleh TEMA (*Tubular Exchanger Manufacturers Association*) sebagai acuan konfigurasi dalam merancang penukar panas. Nomenklatur in didefinisikan dalam bentuk kode huruf yang dalam satu konfigurasi berarti terdapat tiga huruf. Huruf pertama menjelaskan tipe *front header*, huruf kedua adalah tipe *shell*, dan huruf ketiga menunjukkan tipe *rear header*.(Brogan, 2011)



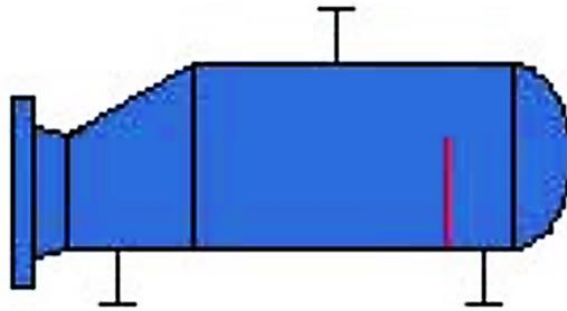
Gambar 2.9 TEMA Designation (Brogan, 2011)

2.4 Shell Side

2.4.1 TEMA K-Type

Shell TEMA K-Type, atau biasa juga disebut "*Kettle Reboiler*" ditentukan ketika aliran sisi *shell* yang akan mengalami penguapan. *Shell* dengan tipe K hanya digunakan untuk *reboiler* guna menyediakan ruang pelepasan yang besar untuk meminimalkan sisa cairan sisi *shell*. Sebagai alternatif, *Shell* tipe K dapat digunakan sebagai pendingin. (Brogan, 2011)

Dalam hal ini proses utamanya adalah mendinginkan fluida sisi tabung dengan cara merebus fluida pada sisi *shell*. Ketinggian cairan fluida pada tipe K seharusnya hanya menutupi *tube bundle*, dan mengisi ujung *shell* yang berdiameter lebih kecil. Ketinggian cairan fluida dikendalikan cairan yang mengalir melalui *weir* di ujung jauh dari *nozzle* masuk. Area *shell* yang diperluas berfungsi untuk membantu pelepasan uap saat cairan dididihkan pada *shell*. Untuk memastikan pengangkutan uap berlebihan yang membawa cairan tidak terjadi, biasanya digunakan bejana terpisah seperti yang dijelaskan diatas. Cairan yang terbawa juga dapat diminimalkan dengan memasang *mesh demister* pada *nozzle* keluar uap. (Wermac, n.d.) Saat menentukan *reboiler* jenis *kettle*, *U-tube bundle* pasti digunakan.



Gambar 2.10 Shell TEMA K-Type(Wermac, n.d.)

2.4.2 Weir

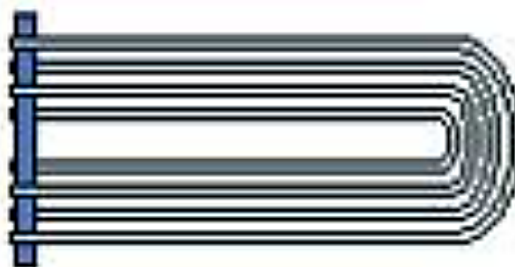
Weir merupakan salah satu komponen penting dalam *kettle reboiler*. *Weir* berfungsi sebagai penahan sekaligus pengendali ketinggian dari cairan yang dipanaskan didalam *kettle reboiler*. Panjang vertikal dari *weir* menentukan jumlah cairan yang akan ditahan di dalam *shell*. Hal ini penting karena bundel tabung harus terendam secara wajib di dalam jumlah cairan ini setiap saat selama proses *runtime*. Posisi *weir* biasanya berada pada ujung jauh dari posisi *front header* dan dekat dengan *nozzle* cairan keluar.(chemicalengineeringworld, 2020)

2.5 Tube Side

2.5.1 U-Tube Bundle

U-Tube Bundle merupakan salah satu jenis tipe *tube bundle* yang memiliki bentuk geometri tabung seperti bentuk U, dimana aliran fluida pemanas atau pendingin mengalir masuk dari atas *front header* dan keluar dari bawah *front header*. *U-tube bundle* digunakan karena merupakan tipe termurah dari desain *bundle* yang dapat dilepas. Tipe ini juga memungkinkan ekspansi termal yang tidak terbatas, memiliki jarak *bundle* yang paling rapat untuk *shell* dan merupakan desain yang sederhana..(Brogan, 2011)

Penukar panas tabung U biasanya dirancang sesuai dengan Kode ASME, Bagian VIII, Divisi 1. Penukar panas tabung U ini dapat mencegah kerusakan tegangan yang disebabkan oleh inflasi wadah selama proses pemanasan atau pendinginan. Karena salah satu ujung bundel tabung mengapung, penukar panas dapat dijamin keamanannya bahkan dibawah siklus panas yang ekstrem. Ini adalah metode desain yang ideal ketika media panasnya adalah uap. Selain itu tipe jenis ini juga sangat mudah dilakukan perawatannya karena *tube bundle* dapat ditarik dari *shell*. Penukar panas jenis ini memiliki kualitas yang ringan, cocok untuk situasi dengan suhu tinggi dan tekanan tinggi.(ansonindustry, n.d.)

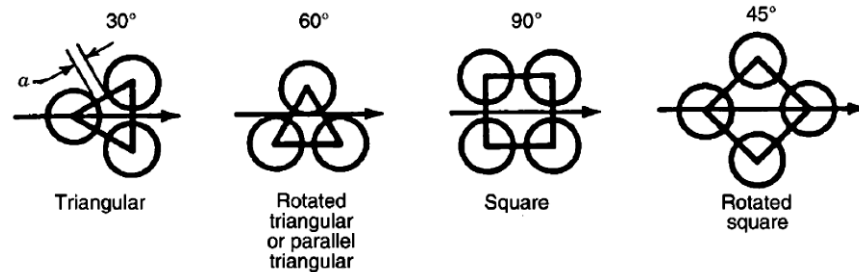


Gambar 2.11 U-Tube Bundle(ansonindustry, n.d.)

2.5.2 Tube Layout dan Tube Pitch

Rancangan *tube pitch* berdasarkan jarak berdekatan maupun renggang antar *tube* dapat mempengaruhi nilai *heat transfer area* dan *pressure drop*. Semakin dekat jarak antar *tube*, maka nilai *heat transfer area* pada *shellside* akan meningkat. Apabila semakin renggang jarak antar *tube*, maka *pressure drop* akan menurun. (Agil Diswanto, 2018)

Tube layout memiliki dua tipe yang paling sering digunakan, yaitu *triangle pitch* dan *square pitch*. *Triangle pitch* memiliki sudut antar pusat dari *tube* sebesar 30° dan 60° , sedangkan *square pitch* memiliki sudut antar pusat dari *tube* sebesar 45° dan 90° . (Agil Diswanto, 2018) untuk lebih jelasnya dapat melihat gambar 2.12.



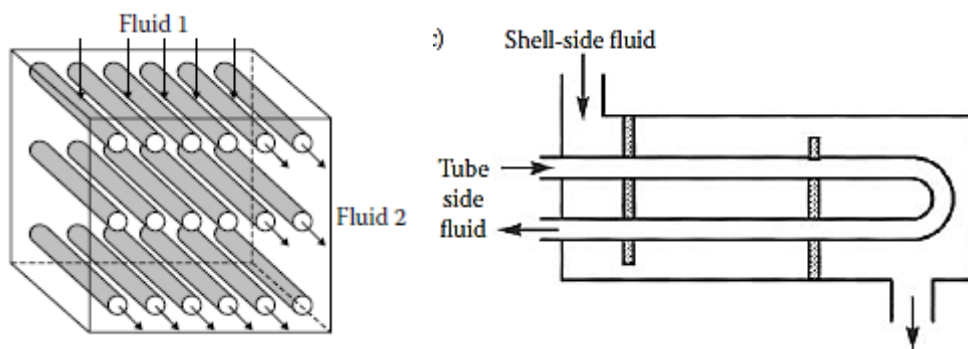
Gambar 2.12 Tube Pitch dan Tube Layout (Agil Diswanto, 2018)

2.5.3 Tube Size, Tube Count, dan Tube Length

Tube size, *tube count*, dan *tube length* mempengaruhi performa dari *heat exchanger*. Semakin kecil ukuran diameter dari *tube* berarti memperluas area permukaan dan meningkatkan turbulensi dari fluida dan juga meningkatkan *pressure drop*, dan sebaliknya. Semakin banyak *tube* yang dipakai maka semakin besar area permukaan, namun dapat menjadikan ukuran diameter semakin kecil dikarenakan ruang yang terbatas pada *shell*. Semakin panjang *tube* maka semakin besar area permukaan yang dipakai semakin murah biaya dari *heat exchanger*, namun *pressure drop* dapat membatasi panjang dari *tube* ini. (Process Cooling, 2013)

2.6 Analisis Perpindahan Panas

Kettle Reboiler merupakan salah satu penukar panas jenis *shell and tube*, dengan demikian analisis panas dari *kettle reboiler* juga dapat dicari dengan analisis termodinamika dan juga perpindahan panas pada *heat exchanger*. *Kettle reboiler* memiliki aliran *cross flow mixed* pada sisi *shell* dan *unmixed* pada sisi *tube* dengan sistem *multipass*.

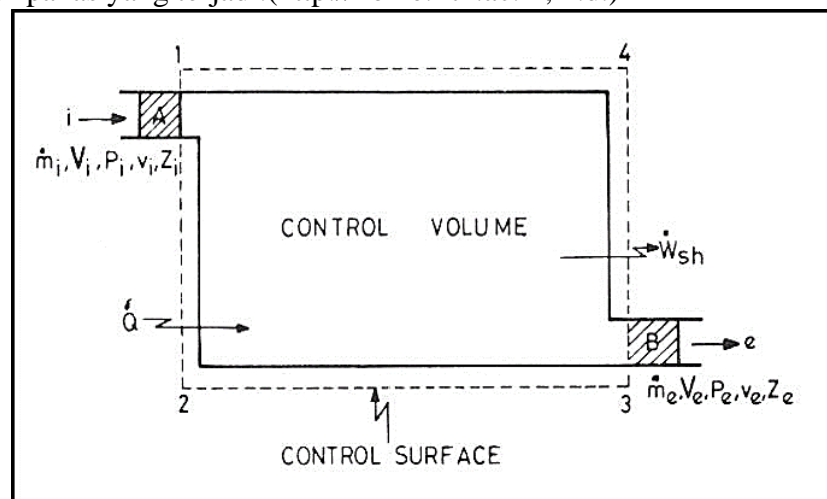


Gambar 2.13 Sistem aliran fluida Kettle Reboiler (Kakaç et al., 2012)

Persamaan perpindahan panas dasar perlu diuraikan untuk kebutuhan *thermal design* (perhitungan ukuran geometri dan peringkat) dari penukar panas. Tujuan dari analisis panas ini adalah untuk menentukan luas permukaan perpindahan panas dari *heat exchanger* (terkait ukuran). Perhitungan kinerja panas dari *heat exchanger* (terkait peringkat) dilakukan ketika penukar panas sudah tersedia dan dibutuhkan juga untuk menentukan *heat transfer rate*, *pressure drop*, dan temperatur *outlet* kedua cairan. (Kakaç et al., 2012)

2.6.1 Analisis Termodinamika

Berdasarkan buku *Heat Exchangers : Selection, Rating, and Thermal Design* (2012), *heat exchanger* dikategorikan sebagai alat dengan sistem terbuka. Sistem terbuka merupakan sistem termodinamika yang di dalamnya terjadi pertukaran energi (kerja dan panas) dan benda dengan lingkungannya. Sistem terbuka juga biasa disebut dengan *control volume* karena sistem ini menjaga *volume* sistem tetap dengan melibatkan massa dan energi yang dapat melintasi batas sistem yang bersifat permeabel dan keluar masuk sistem. *Control volume* memberikan batasan area untuk peninjauan atau analisis terkait perpindahan panas yang terjadi. (<http://home.iitk.ac.in>, n.d.)



Gambar 2.14 Skematik *Control Volume* (<http://home.iitk.ac.in>, n.d.)

Hukum termodinamika pertama yang menyatakan kekekalan energi untuk *control volume* pada kondisi *steady* yaitu,

$$\sum \dot{m}_i = \sum \dot{m}_e \quad (2.1)$$

dimana, \dot{m}_i merupakan laju aliran massa fluida masuk dan \dot{m}_e merupakan laju aliran massa keluar. Dengan laju aliran massa masuk dan keluar tidak terjadi perubahan, maka laju perpindahan panas pada kondisi *steady* dapat dituliskan dengan,

$$Q - W = \dot{m} \left[h_e - h_i + \frac{V_e^2 - V_i^2}{2} + g(z_e - z_i) \right] \quad (2.2)$$

Dari hukum termodinamika pertama untuk sistem terbuka, *steady-state*, kondisi *steady flow*, serta mengabaikan perubahan energi potensial dan perubahan energi kinetik, perubahan entalpi dari satu fluida yaitu,

$$\delta Q = \dot{m} dh \quad (2.3)$$

dimana, \dot{m} merupakan laju aliran massa, h adalah spesifik entalpi, dan δQ merupakan laju perpindahan panas. Apabila persamaan 2.3 diintegrasikan maka,

$$Q = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (2.4)$$

dimana, h_1 dan h_2 mewakili entalpi dari aliran fluida yang masuk dan keluar. Jika cairan tidak mengalami perubahan fasa dan memiliki kalor jenis konstan dengan $dh = c_p dT$, maka persamaan 2.4 dapat ditulis,

$$Q = (\dot{m}c_p)_h(T_{h_1} - T_{h_2}) \quad (2.5)$$

dan

$$Q = (\dot{m}c_p)_c(T_{c_2} - T_{c_1}) \quad (2.6)$$

dengan, h dan c mewakili fluida panas dan fluida dingin, sedangkan 1 dan 2 menunjukkan kondisi fluida masuk dan fluida keluar. (Kakaç et al., 2012)

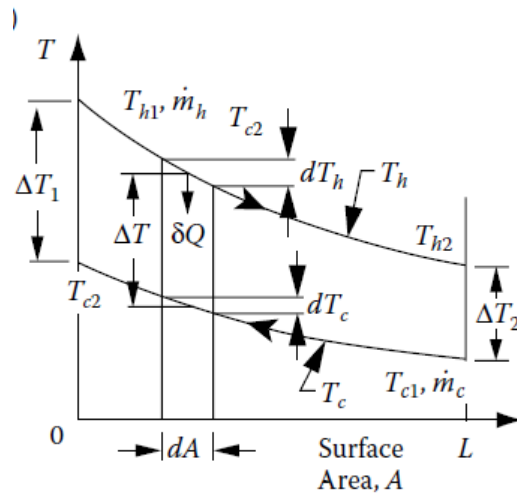
2.6.2 Heat Transfer Rate dengan Metode LMTD

Laju perpindahan panas dari penukar panas dapat juga dianalisis dengan menggunakan metode LMTD (*Log Mean Temperature Difference*). Perbedaan suhu rata-rata logaritmik cocok digunakan menentukan *overall heat transfer coefficient* berdasarkan nilai dari temperatur fluida masuk dan temperatur fluida keluar. Gambar 2.15 menunjukkan perbedaan temperatur antara fluida panas dan fluida dingin ($\Delta T = T_h - T_c$) bervariasi dengan posisi pada penukar panas. Oleh karena itu, akan lebih mudah apabila proses analisis perpindahan panas menggunakan metode LMTD untuk menentukan nilai rata-rata yang sesuai dari perbedaan suhu antara fluida panas dan dingin. Total laju perpindahan panas (Q) dapat dicari dengan persamaan berikut, (Kakaç et al., 2012)

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm,corr} \quad (2.7)$$

dimana,	Q	= Laju perpindahan panas (kW)
	U	= Overall heat transfer coefficient (W/m ² K)
	A	= Luas permukaan perpindahan panas (m ²)
	$\Delta T_{lm,corr}$	= Log Mean Temperature Difference Corrected (°C)

Persamaan 2.5-2.7 merupakan persamaan dasar untuk analisis *thermal* penukar panas pada kondisi *steady-state*. Apabila laju perpindahan panas (Q) sudah didapatkan dari persamaan 2.5 dan 2.6, maka persamaan 2.7 digunakan untuk menghitung luas permukaan perpindahan panas (A). (Kakaç et al., 2012)



Gambar 2.15 Variasi Temperatur Fluida pada Aliran Counterflow(Kakaç et al., 2012)

Nilai *overall heat transfer coefficient* (U) dapat ditentukan dengan persamaan 2.7, dengan menentukan luas permukaan perpindahan panas (A) dan *Log Mean Temperature Difference Corrected* ($\Delta T_{lm,corr}$) terlebih dahulu.(Putri, 2018) (Kuppan Thulukkanam, 2011)

$$\Delta T_{lm,corr} = \Delta T_{lm} \cdot F \quad (2.8)$$

dimana, ΔT_{lm} = *Log Mean Temperature Difference* ($^{\circ}C$)
 F = Faktor koreksi

Log Mean Temperature Difference dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan berikut, (Putri, 2018)(Kuppan Thulukkanam, 2011)

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{hi} - T_{co}) - (T_{ho} - T_{ci})}{\ln \frac{(T_{hi} - T_{co})}{(T_{ho} - T_{ci})}} \quad (2.9)$$

Faktor koreksi untuk menentukan *Log Mean Temperature Difference Corrected* ($\Delta T_{lm,corr}$) dapat dihitung dengan persamaan berikut,

$$F = \frac{\sqrt{R^2 + 1} \ln \frac{(1 - S)}{(1 - RS)}}{(R - 1) \ln \frac{2 - S(R + 1 - \sqrt{R^2 + 1})}{2 - S(R + 1 + \sqrt{R^2 + 1})}} \quad (2.10)$$

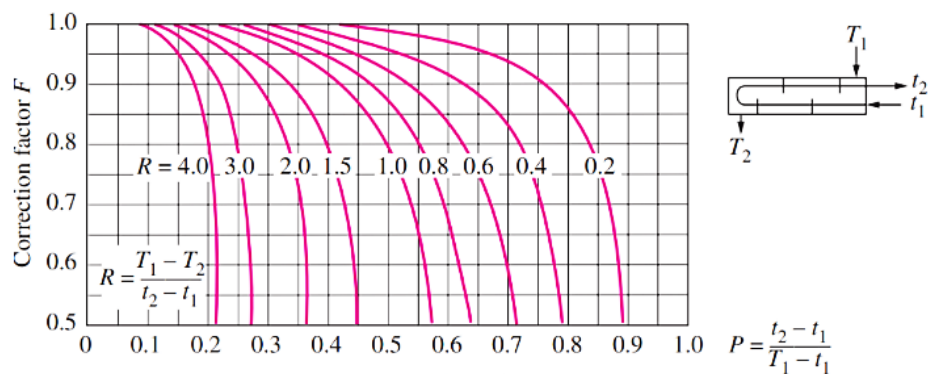
Nilai R didapatkan dengan persamaan berikut,

$$R = \frac{(T_{hi} - T_{ho})}{(T_{co} - T_{ci})} \quad (2.11)$$

Nilai S didapatkan dengan persamaan berikut,

$$S = \frac{(T_{co} - T_{ci})}{(T_{hi} - T_{ci})} \quad (2.12)$$

dimana, R dan S merupakan faktor koreksi temperatur. Faktor koreksi juga dapat dicari dengan menggunakan grafik pada gambar 2.16 untuk satu *shell* dan *multipass tube*.(Muhammad Rosyid, 2019)



Gambar 2.16 Faktor Koreksi untuk Satu Shell dan Multipass Tube(Muhammad Rosyid, 2019)

2.6.3 Heat Transfer Area dan Number of Tubes

Luas permukaan perpindahan panas (A) berhubungan dengan jumlah *tube* (N_T) pada *heat exchanger* tipe *shell and tube*. Semakin banyak jumlah *tube* yang digunakan, maka luas permukaan perpindahan panas semakin besar. Persamaan luas permukaan perpindahan panas dan jumlah *tube* dapat dilihat pada persamaan berikut, (Putri, 2018) (R.W.Serth, 2007)(Kakaç et al., 2012)

$$A = \pi \cdot d_o \cdot N_T \cdot L \quad (2.13)$$

atau

$$N_t = \frac{A}{\pi \cdot d_o \cdot L} \quad (2.14)$$

dimana, d_o = Diameter luar *tube* (m)
 L = Panjang *tube* (m)

Dari persamaan 2.14 dapat dihubungkan dengan persamaan 2.7 dan 2.8 sehingga persamaan untuk mencari jumlah *tube* dapat ditentukan dengan,(Putri, 2018) (R.W.Serth, 2007)(Kakaç et al., 2012)

$$N_t = \frac{Q}{(\pi \cdot d_o \cdot L)A \cdot \Delta T_{lm} \cdot F} \quad (2.15)$$

Selain menggunakan persamaan 2.14 dan 2.15 untuk menentukan jumlah *tube*, dapat juga menggunakan diameter *shell* (D_i). Jumlah *tube* dapat diprediksi dengan cara mengambil ukuran lingkaran *shell* dan membaginya dengan area proyeksi dari *tube layout*. Persamaannya sebagai berikut, (Kakaç et al., 2012)

$$N_t = (CTP) \frac{\pi \cdot D_i^2}{4 \cdot A_1} \quad (2.16)$$

dengan, CTP merupakan *tube count calculation constant* yang mempunyai nilai bervariasi bergantung pada *tube passes* yang digunakan. (Kakaç et al., 2012)

$$A_1 = (CL)P_T^2 \quad (2.17)$$

dimana, $CL = 1,0$ untuk 90° dan 45°
 $CL = 0,87$ untuk 30° dan 60°

Apabila P_T merupakan *tube pitch ratio* (PR) yang dikalikan dengan diameter *tube* (d_o), maka persamaan 2.16 dan persamaan 2.17 apabila disubstitusikan menjadi, (Kakaç et al., 2012)

$$N_t = 0,785 \left(\frac{CTP}{CL} \right) \frac{D_i^2}{(PR)^2 \cdot d_o^2} \quad (2.18)$$

Dari persamaan 2.13 dan persamaan 2.18 juga dapat ditentukan ukuran diameter *shell* dengan persamaan berikut, (Kakaç et al., 2012)

$$D_i = 0,637 \sqrt{\left(\frac{CL}{CTP} \right) \left[\frac{A \cdot (PR)^2 \cdot d_o}{L} \right]^{1/2}} \quad (2.19)$$

2.6.4 Overall Heat Transfer Coefficient

Koefisien perpindahan panas keseluruhan (U) mempengaruhi laju perpindahan panas yang terjadi, semakin tinggi nilai koefisien perpindahan panas, maka semakin tinggi pula laju perpindahan panas yang terjadi. Koefisien perpindahan panas keseluruhan dapat ditentukan dari koefisien perpindahan panas dalam, koefisien perpindahan panas luar, *fouling factors*, dan kesesuaian geometri rancangan. Koefisien perpindahan panas keseluruhan dapat dicari dengan menggunakan persamaan berikut, (Putri, 2018) (R.W.Serth, 2007) (Kakaç et al., 2012)

$$U \cdot A = \frac{1}{R_{tot}} \quad (2.20)$$

dimana, R_{tot} merupakan *thermal resistance* total yang menjumlahkan seluruh koefisien perpindahan panas yang ada termasuk kesesuaian geometri dari penukar panas. Dengan

$R_{tot} = \frac{x}{A.k}$ maka A dapat diasumsikan tidak ada. Koefisien perpindahan panas keseluruhan untuk kondisi tanpa mempertimbangkan *fouling factors* adalah sebagai berikut, (Putri, 2018) (R.W.Serth, 2007)(Kakaç et al., 2012)

$$U_c = \left[\frac{1}{h_i} \cdot \frac{D_o}{D_i} + \frac{D_o \cdot \ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2 \cdot k_{tube}} + \frac{1}{h_o} \right]^{-1} \quad (2.21)$$

Sedangkan, koefisien perpindahan panas dengan mempertimbangkan *fouling factors* adalah sebagai berikut,

$$U_f = \left[\left(\frac{1}{h_i} + R_{f_i} \right) \frac{d_o}{d_i} + \frac{d_o \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2k_{tube}} + \frac{1}{h_o} + R_{f_o} \right]^{-1} \quad (2.22)$$

dimana,

U_c	= Overall heat transfer coefficient clean (W/m ² K)
U_f	= Overall heat transfer coefficient fouling (W/m ² K)
h_i	= Koefisien perpindahan panas tube (W/m ² K)
h_o	= Koefisien perpindahan panas shell (W/m ² K)
d_i	= Diameter dalam tube (m)
d_o	= Diameter luar tube (m)
R_{f_i}	= Fouling resistance pada tube (m ² K/W)
R_{f_o}	= Fouling resistance pada shell (m ² K/W)
k_{tube}	= Konduktivitas termal material tube (W/m·K)

2.6.5 Perpindahan Panas pada Shell Side

Analisis perpindahan panas pada sisi *shell* dilakukan untuk menghitung *heat transfer coefficient* pada sisi *shell*. *Heat transfer coefficient* berguna untuk analisis *thermal design* lebih lanjut, seperti menentukan *overall heat transfer coefficient* dan *heat transfer rate* yang terjadi. Untuk menentukan *heat transfer coefficient* pada sisi *shell* dapat dilakukan analisis dengan menggunakan *Mostinski correlation*. (R.W.Serth, 2007)

$$h_o = h_b = h_{nb} \cdot F_b + h_{nc} \quad (2.23)$$

dimana,

h_o	= Shell side heat transfer coefficient (W/m ² K)
h_b	= Boiling heat transfer coefficient (W/m ² K)
h_{nb}	= Nucleate boiling heat transfer coefficient (W/m ² K)
F_b	= Bundle convection factor
h_{nc}	= Natural convection heat transfer coefficient (W/m ² K)

Untuk menentukan nilai *nucleate boiling heat transfer coefficient* digunakan persamaan berikut. (R.W.Serth, 2007)

$$h_{nb} = 0,00417 \cdot Pc^{0,69} \cdot q^{0,7} \cdot Fp \quad (2.24)$$

dengan, menghitung nilai *pseudo-critical* dari fluida berdasarkan *fraction mole* dan *critical pressure*. Kemudian mencari nilai *heat flux*, *pressure correction factor* dan *pseudo-reduces*. (R.W.Serth, 2007)

$$P_c = \sum x_i \cdot P_{c,i} \quad (2.25)$$

$$\hat{q} = \frac{Q}{Nt \cdot \pi \cdot do \cdot l} \quad (2.26)$$

$$F_p = 1,8 \cdot P_{pr}^{0,17} + 4 \cdot P_{pr}^{1,2} + 10 \cdot P_{pr}^{10} \quad (2.27)$$

$$P_{pr} = \frac{P_{inlet}}{P_c} \quad (2.28)$$

dimana, P_c = *Psuedo-critical* (kPa)
 \hat{q} = *heat flux* (W/m²)
 F_p = *pressure correction factor*
 P_{inlet} = *Pressure inlet shell* (kPa)

Kemudian diteruskan dengan menghitung *bundle convection factor* berdasarkan persamaan berikut.(R.W.Serth, 2007)

$$F_b = 1 + 0,1 \left[\frac{0,785 \cdot D_{bundle}}{CL \cdot (Pt/do)^2 do} - 1 \right]^{0,75} \quad (2.29)$$

dimana, F_b = *Bundle convection factor*
 D_{bundle} = *Tube bundle diameter* (m)
 Pt = *Jarak pitch* (m)
 do = *Tube outside diameter* (m)

Pada perbedaan temperatur yang rendah, *natural convection coefficient* pada *hydrocarbons* dapat diasumsikan dengan nilai $h_{nc} = 170 \text{ W/m}^2\text{K}$.

2.6.6 Perpindahan Panas pada *Tube Side*

Analisis perpindahan panas pada sisi *tube* dilakukan untuk mengetahui nilai koefisien perpindahan panas yang ada pada sisi *tube*. Untuk mengetahui nilai koefisien perpindahan panas, dapat dilakukan analisis dengan menggunakan Cavallini-Zecchin *correlation* untuk mencari *average heat transfer coefficient* untuk proses kondensasi,(Kakaç et al., 2012)

$$h_i = h_{TP} = 0,05 Re_{eq}^{0,8} Pr^{1/3} k_l / d_i \quad (2.30)$$

dimana, h_i = *Tube side heat transfer coefficient* (W/m²K)
 h_{TP} = *average heat transfer coefficient* (W/m²K)
 k_l = *Thermal conductivity liquid* (W/m.K)

d_i = Inner tube diameter (m)

Untuk mencari nilai *reynold number equivalent*, (Kakaç et al., 2012) (Robin Smith et al., 2013)

$$Re_{eq} = Re_v \frac{\mu_v}{\mu_l} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,5} + Re_l \quad (2.31)$$

$$Re_l = \frac{Gt(1-x)di}{\mu_l} \quad (2.32)$$

$$Re_v = \frac{Gt(x)di}{\mu_v} \quad (2.33)$$

dimana, Re_{eq} = Reynold number equivalent
 Re_l = Reynold number liquid
 Re_v = Reynold number vapor
 Gt = mass flux tube side (kg/m²s)

$$Gt = \frac{\dot{m}.Np}{4.\pi.Nt.di^2} \quad (2.34)$$

2.6.7 Penurunan Tekanan

Penurunan performa kinerja alat penukar panas dapat disebabkan oleh beberapa hal seperti adanya kerak, permukaan dinding yang terkorosi, kebocoran pada dinding dan insulasi, serta friksi. Penurunan tekanan akan berpengaruh pada performa penukar panas. Secara teori kinerja penukar panas akan menurun seiring dengan meningkatnya penurunan tekanan yang terjadi, dan juga bisa disebabkan oleh *fouling* yang sudah melebihi batas yang diizinkan. Antisipasi penurunan performa penukar panas dapat dilakukan dengan evaluasi secara berkala pada sisi penurunan tekanan yang terjadi.(Prabaswara et al., 2021) Penurunan tekanan pada alat penukar panas terjadi pada tempat mengalirnya fluida, seperti *shell* dan *tube*.

1. Penurunan Tekanan pada Sisi Shell

Penurunan tekanan pada sisi *shell* bergantung pada jumlah *tube* yang dilewati oleh fluida melalui *tube bundle*. Penurunan tekanan pada sisi *shell* dapat ditentukan dengan persamaan berikut,(R.W.Serth, 2007)

$$\Delta P_{s,total} = \Delta P_s + \Delta P_{in,s} + \Delta P_{out,s} \quad (2.35)$$

dengan,

$$\Delta P_s = \frac{f G_s^2 (N_b + 1) D_i}{2000 D_e s \phi} \quad (2.36)$$

$$\Delta P_{in,s} = \Delta P_{out,s} = 7,5 \times 10^{-4} N_s \frac{G_s^2}{s} \quad (2.37)$$

dimana,

$$\begin{aligned} \Delta P_s &= \text{Pressure drop shell (kPa)} \\ \Delta P_{in,t} &= \text{Pressure drop inlet shell (kPa)} \\ \Delta P_{out,t} &= \text{Pressure drop outlet shell (kPa)} \\ G_s &= \text{mass flux shell side (kg/m}^2\text{s)} \\ \emptyset &= \text{viscosity correction factor} = 1,0 \\ s &= \text{fluid specific gravity } (\rho/\rho_{water}) \\ N_b &= \text{Jumlah baffle} \\ N_s &= \text{Jumlah shell in series} \\ D_e &= \text{untuk triangular pitch } D_e = \frac{(P_t^2 \sqrt{3} - (\frac{1}{2} \pi d_o^2))}{(\pi d_o)/2} \\ &= \text{untuk square pitch } D_e = \frac{(P_t^2 - \pi d_o^2)}{\pi d_o} \end{aligned}$$

Pada *pressure drop inlet* dan *outlet* digunakan *inner diameter nozzle* sebagai input untuk mencari nilai *mass flux* dan juga *reynold number*, untuk nilai *mass flux* dapat dicari dengan persamaan berikut, (R.W.Serth, 2007)

$$G_s = \frac{\dot{m}}{\left(\frac{Di \cdot C \cdot B}{Pt}\right)} \quad (2.38)$$

$$C = Pt - di \quad (2.39)$$

dimana,

$$\begin{aligned} C &= \text{clearance between adjacent tube (m)} \\ B &= \text{baffle spacing (m)} \\ Pt &= \text{tube pitch (m)} \end{aligned}$$

$$Re = \frac{De \cdot G_s}{\mu} \quad (2.40)$$

Untuk *friction factor* dapat digunakan persamaan berikut. (R.W.Serth, 2007)

$$f = \exp(0,576 - 0,19 \ln Re) \quad (2.41)$$

2. Penurunan Tekanan pada Sisi Tube

Penurunan tekanan dapat ditentukan dengan mengetahui jumlah *tube passes* (N_p) dan panjang dari penukar panas (L). Penurunan tekanan pada sisi *tube* dapat dicari dengan persamaan berikut, (R.W.Serth, 2007)

$$\Delta P_{t.total} = \Delta P_t + \Delta P_{in,t} + \Delta P_{out,t} \quad (2.42)$$

dengan

$$\Delta P_t = 0,5 \left(f \frac{L \cdot n_p}{2000 \cdot d_i \cdot s \cdot \emptyset} \frac{G_t^2}{s} \right) \quad (2.43)$$

$$\Delta P_{in,t} = \Delta P_{out,t} = 5 \times 10^{-4} \frac{G_t^2}{s} \quad (2.44)$$

dimana,

- ΔP_t = Pressure drop tube (kPa)
- $\Delta P_{in,t}$ = Pressure drop inlet tube (kPa)
- $\Delta P_{out,t}$ = Pressure drop outlet tube (kPa)
- Gt = mass flux tube side (kg/m²s)
- ϕ = viscosity correction factor = 1,0
- s = fluid specific gravity (ρ/ρ_{water})

Pada *pressure drop inlet* dan *outlet* digunakan *inner diameter nozzle* sebagai input untuk mencari nilai *mass flux* dan juga *reynold number*, untuk nilai *mass flux* dapat dicari dengan persamaan berikut, (R.W.Serth, 2007)

$$Gt = \frac{\dot{m}}{\left(\frac{\pi}{4}\right) \cdot di^2} \quad (2.45)$$

untuk beberapa pass, mass flux menjadi dikalikan *number of pass* dibagi dengan *number of tubes*. (R.W.Serth, 2007)

$$Re = \frac{di \cdot Gt}{\mu} \quad (2.46)$$

Untuk *friction factor* dapat digunakan persamaan berikut. (R.W.Serth, 2007)

$$f = 0,4137Re^{-0,2585} \quad (2.47)$$

2.7 Perencanaan Kettle Reboiler

Perencanaan *Kettle Reboiler* didasarkan pada prinsip perpindahan panas dan kesetimbangan energi. Perencanaan dilakukan dengan melakukan perhitungan kalor pada sisi *shell* dan *tube*, beda temperatur rata-rata logaritmik, dan *heat transfer coefficient*. Setelah itu dapat ditentukan ukuran geometri dari penukar panas agar memenuhi prinsip dan sesuai standar yang ditentukan oleh TEMA. Beberapa hal yang perlu diperhatikan sebagai pertimbangan dalam melakukan perancangan penukar panas antara lain :

1. Syarat perpindahan panas,
2. Ukuran geometri,
3. Penurunan tekanan,
4. Getaran yang terjadi saat operasi,
5. Ketersediaan manufaktur, dan
6. Biaya pembuatan.

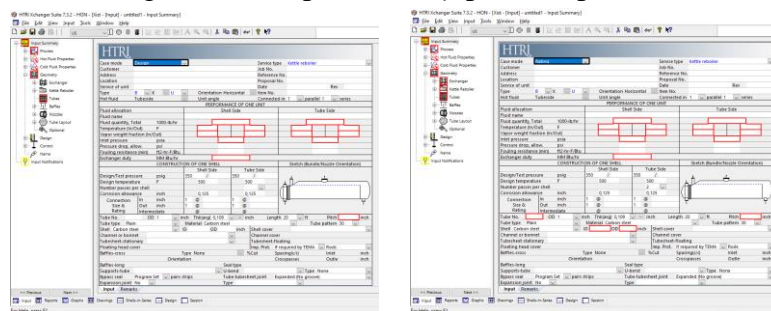
Penelitian ini difokuskan pada analisis perpindahan panas, ukuran geometri, dan penurunan tekanan terjadi.

2.8 HTRI Xchanger Suite Software

HTRI Xchanger Suite merupakan salah satu *software* yang dikembangkan oleh HTRI (*Heat Transfer Research, Inc*) yang didirikan tahun 1962 yang berbasis pada bidang teknologi

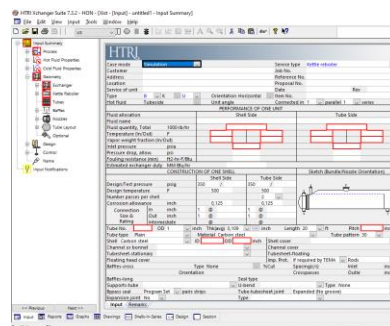
proses perpindahan panas, penelitian, perangkat lunak, dan layanan. HTRI Xchanger Suite digunakan untuk pemeringkatan, simulasi, dan/atau desain berbagai macam peralatan perpindahan panas, seperti penukar panas *shell and tube* dan *non-tubular*, pendingin udara dan *economizers*, dan pemanas berbahan bakar. Kemampuan ini memanfaatkan perpindahan panas dan korelasi penurunan tekanan milik HTRI dengan sebaik-baiknya dan memungkinkan prediksi kinerja yang paling akurat untuk semua penukar. (HTRI, n.d.) HTRI *software* cocok digunakan dalam menangani masalah industri pada bidang *process engineer* atau *mechanical engineer* terutama proses pertukaran panas. Keuntungan penggunaan HTRI Xchanger Suite adalah dapat melakukan analisis yang cepat dalam perancangan unit penukar panas sesuai standar TEMA dan juga termasuk *software* yang tidak membutuhkan perangkat keras yang memiliki spesifikasi tinggi. (Industri, n.d.) HTRI Xchanger Suite menyediakan tiga proses analisis, yaitu :

- a) *Design*, berguna untuk menentukan rancangan dari penukar panas yang diinginkan dengan hanya melakukan *input* data *duty* dan syarat dasar merancang penukar panas. Mode ini dapat menentukan tipe *heat exchanger*, jumlah *tube*, tipe *tube* dan *shell*, ketebalan, ketahanan material, sistem *pass* serta parameter lainnya yang dibutuhkan untuk desain *heat exchanger*.
- b) *Rating*, berguna dalam melakukan proses analisis dan menguji kinerja penukar panas sehingga dapat dilakukan optimasi lebih lanjut. Mode ini membutuhkan data *duty* dan geometri dasar perancangan penukar panas dalam melakukan proses analisis.
- c) *Simulation*, berguna dalam melakukan proses analisis dari penukar panas hanya dengan memasukkan data geometri tanpa data *duty* penukar panas.



(a)

(b)



(c)

Gambar 2.17 Tampilan *Software* HTRI Xchanger Suite (a)mode *Design* (b)mode *Rating* (c)mode *Simulation*

Untuk perbedaan lebih lanjut dapat dilihat pada tabel berikut.

Tabel 2.5 Perbedaan Mode pada HTRI Xchanger Suite

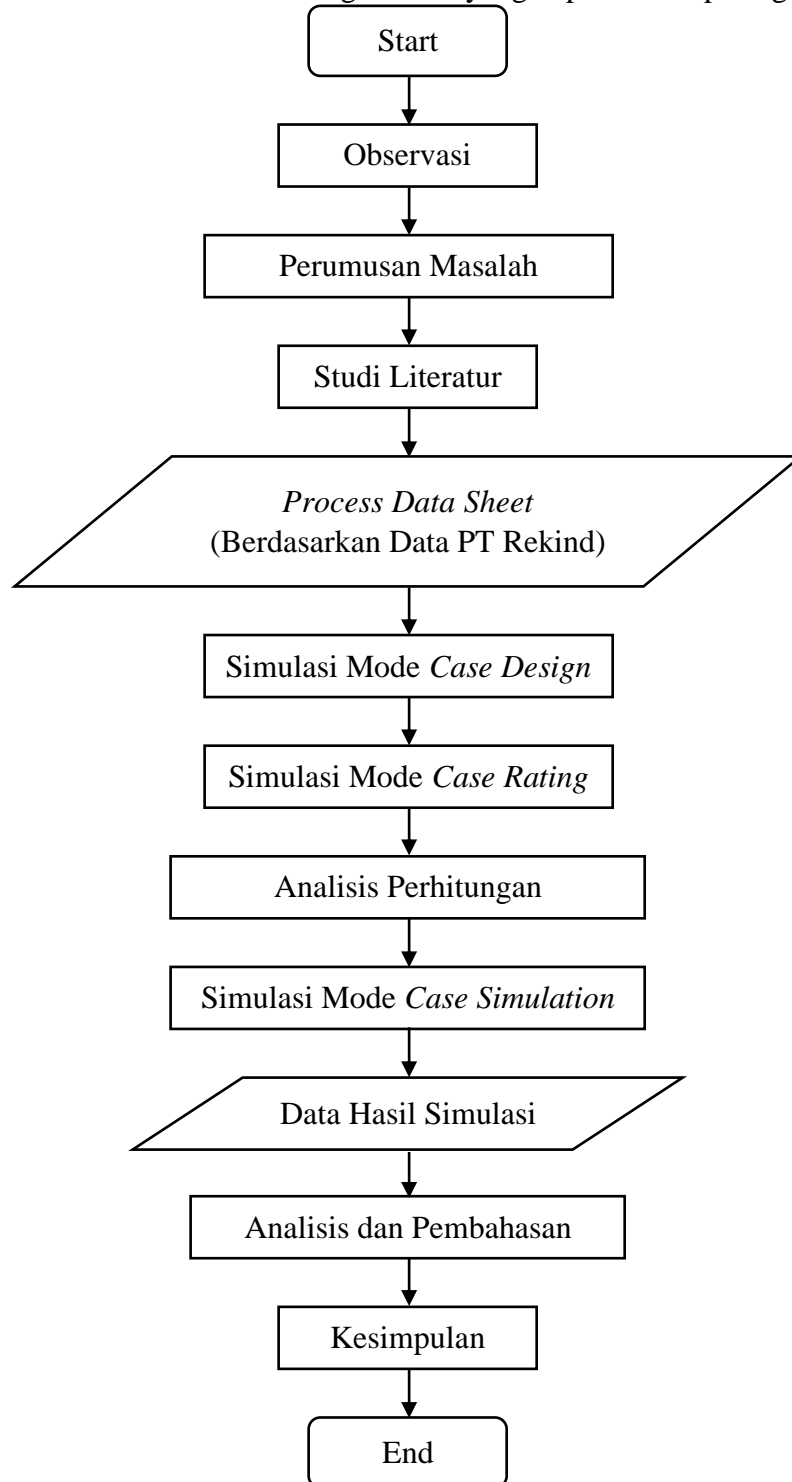
Parameter	<i>Case Design</i>	<i>Case Rating</i>	<i>Case Simulation</i>
Fungsi	Mendapatkan geometri berdasarkan saran dari <i>software</i>	Mendapatkan hasil <i>rating</i> performa dari HE dengan input yang tidak dirubah (teoritis)	Mendapatkan hasil <i>rating</i> performa dari HE dengan input yang dirubah menyesuaikan kondisi(actual)
Penggunaan	Cocok digunakan untuk dalam proses desain awal sebuah HE	Cocok digunakan untuk menganalisis HE pada kondisi eksisting maupun analisis perancangan	Cocok digunakan untuk menganalisis HE yang baru dibuat
Input yang digunakan	<i>process conditions required, basic geometry(tube OD, TEMA type ,etc)</i>	<i>process conditions required, detail geometry(shell ID, Nozzle ID, etc)</i>	Sama seperti <i>rating</i> , namun tanpa perlu input T outlet fluida
Output tiap mode	Variasi geometri	Performa dari desain HE (<i>heat duty, pressure drop, etc</i>)	Estimasi T outlet

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB III METODOLOGI

3.1 Diagram Alir Penelitian

Penelitian ini memiliki beberapa tahapan untuk mencapai tujuan yang diinginkan. Tahapan tersebut dibuat dalam bentuk diagram alir yang dapat dilihat pada gambar 3.1.



Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian

3.1.1 Observasi

Tahap observasi dilakukan guna melakukan peninjauan terkait ruang lingkup permasalahan dan pembahasan yang akan dilakukan. Observasi yang dilakukan berkaitan dengan *kettle reboiler* pada *acid gas removal unit* dan juga *software* HTRI yang akan dipakai. Tujuan dari observasi ini adalah memberikan gambaran mengenai proses yang terjadi pada *kettle reboiler* dan juga penggunaan *software* HTRI.

3.1.2 Perumusan Masalah

Observasi yang telah dilakukan kemudian dijadikan pertimbangan mengenai masalah yang akan diangkat dalam penelitian ini. Permasalahan yang diidentifikasi adalah kemungkinan-kemungkinan yang akan terjadi pada performa dari rancangan *kettle reboiler* dengan memvariasikan *mass flowrate* sesuai dengan margin yang diberikan PT Rekind.

3.1.3 Studi Literatur

Pada tahap ini, dipelajari hal-hal yang berkaitan dengan proses perancangan *kettle reboiler* dan pengaruh pengaruh dari rancangan yang ditentukan. *Studi literatur* dilakukan guna mendalami teori-teori penunjang dalam proses penelitian dan juga pemecahan masalah. *Literatur* yang digunakan berasal dari berbagai sumber, seperti penelitian terdahulu, jurnal, artikel ilmiah, buku, dan juga *website*.

3.1.4 Process Data Sheet

Pengumpulan data dilakukan untuk mendapatkan data input awal atau data batasan yang dijadikan acuan untuk melakukan penelitian. Data ini berasal dari data desain *kettle reboiler* pada *acid gas removal unit* bio refinery unit III kilang plaju milik PT Pertamina.

3.1.5 Simulasi mode Case Design

Simulasi mode *Case Design* pada HTRI Xchanger Suite dilakukan dengan tujuan mendapatkan ukuran geometri dari *Kettle Reboiler Acid Gas Removal Unit* sesuai dengan rekomendasi dari *software* HTRI Xchanger Suite. Pada mode *Case Design* ini efektivitas dari *Kettle Reboiler* tidak diperhitungkan oleh *software*. Parameter input untuk simulasi dengan mode *Case Design* berasal dari *Process Data Sheet AGR Reboiler*. Tampilan pada *software* HTRI Xchanger Suite mode *Case Design* dapat dilihat pada gambar 2.17 (a).

3.1.6 Simulasi mode Case Rating

Simulasi mode *Case Rating* bertujuan untuk mendapatkan efektivitas yang baik dari *Kettle Reboiler*. Parameter *input* untuk simulasi dengan mode *Case Rating* berasal dari *Process Data Sheet AGR Reboiler* dan juga data hasil simulasi mode *Case Design* yang dievaluasi. Tampilan pada *software* HTRI Xchanger Suite mode *Case Rating* dapat dilihat pada gambar 2.17 (b).

3.1.7 Analisis Perhitungan

Analisis Perhitungan dilakukan untuk mengetahui *coefficient* perpindahan panas yang terjadi, LMTD, luas area perpindahan panas, penurunan tekanan dan jumlah *tube*.

3.1.8 Simulasi mode Case Simulation

Simulasi mode *Case Simulation* bertujuan untuk mendapatkan *thermal design*(ukuran geometri dan rating) dengan asumsi kondisi dari *Kettle Reboiler* masih baru dan belum pernah melakukan peng-operasian. Parameter input untuk simulasi dengan mode *Case Simulation* sama dengan simulasi mode *Case Rating*, yaitu berasal

dari *Prosess Data Sheet AGR Reboiler* dan juga data hasil simulasi mode *Case Design* yang dievaluasi. Tampilan pada *software HTRI Xchanger Suite mode Case Simulation* dapat dilihat pada gambar 2.17 (c). Kemudian pada mode *Case Simulation* akan dilakukan variasi *mass flowrate* pada kedua sisi *shell* dan sisi *tube* yang dapat dilihat pada tabel berikut.

Tabel 3.1 Tabel Variasi *Mass Flowrate* terhadap Performa *Kettle Reboiler*

Variasi		Q	U	Pressure Drop		T outlet	
\dot{m}_{shell}	\dot{m}_{tube}			Tube	Shell	Tube	Shell
kg/s	kg/s	MW	W/m ² k	kPa	kPa	C	C
52,7374	4,3781						
	4,4656						
	4,5532						
	4,6407						
	4,7283						
	4,8159						
	4,9034						
	4,9910						
	5,0785						
	5,1661						
5,2537							
63,2849	4,3781						
	4,4656						
	4,5532						
	4,6407						
	4,7283						
	4,8159						
	4,9034						
	4,9910						
	5,0785						
	5,1661						
5,2537							

3.1.9 Data Hasil Simulasi

Data hasil simulasi dengan menggunakan *software HTRI Xchanger Suite* didapatkan setelah simulasi selesai. Data yang didapat berupa *thermal design*(ukuran geometri dan rating) dari *Kettle Reboiler*. Data yang diambil akan difokuskan pada ukuran geometri, laju perpindahan panas, serta penurunan tekanan yang terjadi pada *Kettle Reboiler*.

3.1.10 Analisis dan Pembahasan

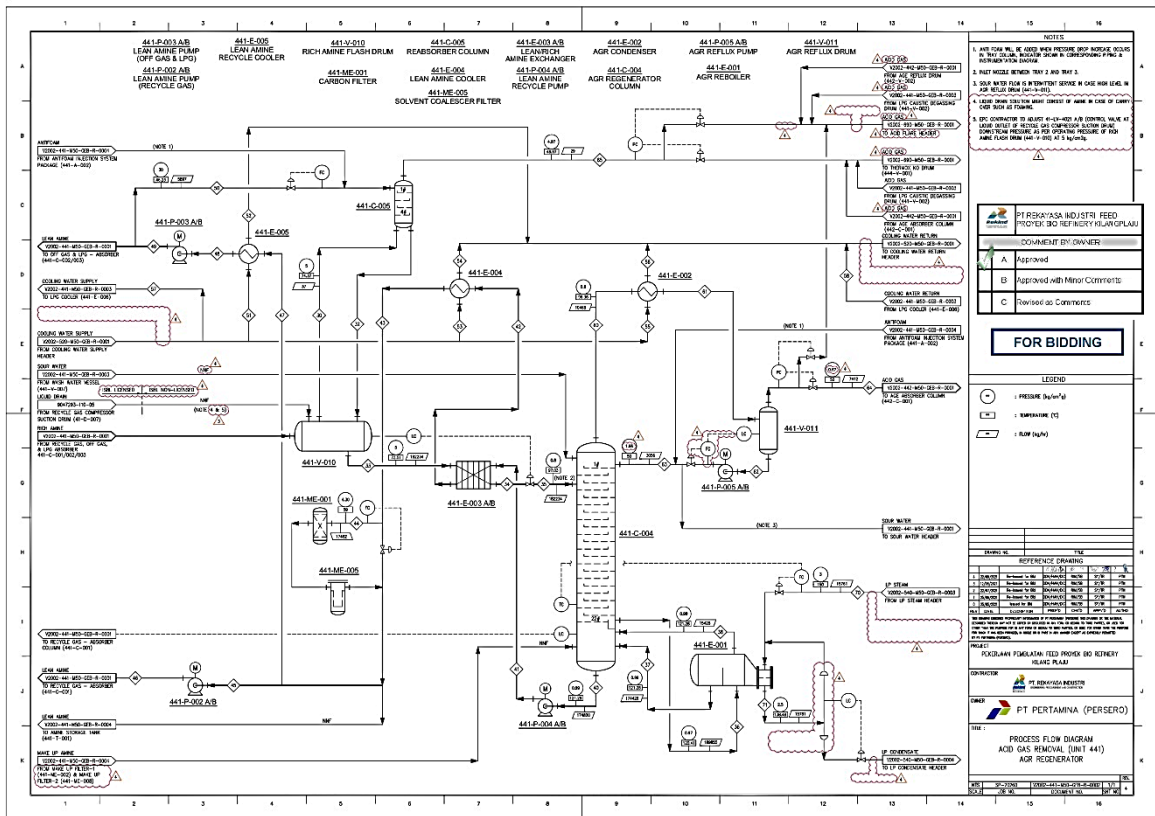
Data yang diperoleh dari hasil simulasi HTRI Xchanger Suite akan dianalisis dan dibahas berdasarkan dasar teori yang ada. Analisis yang dilakukan adalah dengan membandingkan pengaruh *mass flowrate* fluida yang masuk ke *Kettle Reboiler* terhadap laju perpindahan panas, koefisien perpindahan panas, serta penurunan tekanan pada *Kettle Reboiler*.

3.1.11 Kesimpulan

Berdasarkan analisis data dan pembahasan yang dilakukan, akan ditarik kesimpulan untuk menjawab tujuan dari penelitian yang dilakukan.

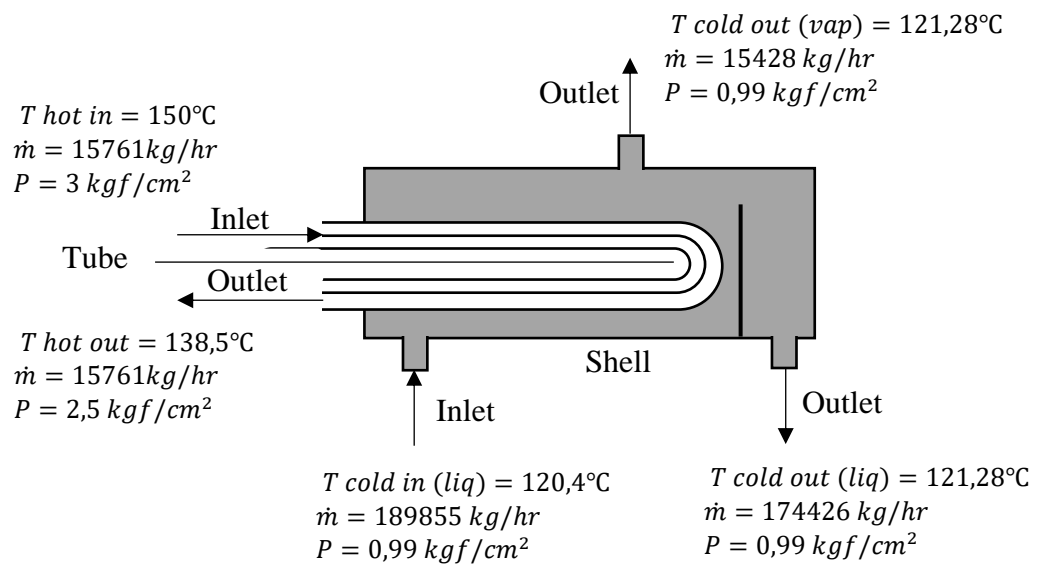
3.2 Skematik dan Data Input Simulasi

Process Flow Diagram dari *Acid Gas Removal Unit Bio Refinery* Kilang Plaju ditampilkan pada gambar 3.2 berikut milik PT Pertamina.



Gambar 3.2 Process Flow Diagram AGRU Bio Refinery Kilang Plaju

Berdasarkan gambar 3.2 skematik untuk *kettle reboiler* pada *acid gas removal unit* ditampilkan pada gambar 3.3 berikut.



Gambar 3.3 Skematik Kettle Reboiler AGRU Bio Refinery Kilang Plaju

Pada Gambar 3.3 merupakan skematik dari *kettle reboiler* dari AGRU Kilang Plaju dengan input dua fluida, yakni fluida pemanas dan fluida dingin. Fluida pemanas berupa *steam* mengalir melalui *tube* dengan temperatur 150°C dan keluar berupa *condensate* dengan temperatur $138,5^{\circ}\text{C}$, *mass flowrate* sebesar 15761 kg/h serta *inlet pressure* sebesar 3 kg/cm^2 . Fluida dingin berupa *rich amine* mengalir masuk menuju sisi *shell* dengan temperatur $120,41^{\circ}\text{C}$ dan keluar dengan temperatur $121,28^{\circ}\text{C}$, *mass flowrate* sebesar $189854,61\text{ kg/h}$ serta *inlet pressure* sebesar $0,9898\text{ kg/cm}^2$. Pada sisi *shell outlet* fluida keluar menjadi dua fasa yakni fasa cair dan fasa gas. Fasa cair berupa *lean amine* dan fasa gas berupa *acid gas*.

Berikut merupakan data yang digunakan sebagai input parameter *software* HTRI Xchanger Suite yang berasal dari *Process Data Sheet AGR Reboiler* Kilang Plaju Pertamina yang telah diringkas.

Tabel 3.2 Input Parameter *Kettle Reboiler*

Company	PT. KILANG PERTAMINA INTERNATIONAL		
Contractor	Rekind		
Project	Pekerjaan Pembuatan FEED Proyek Bio Refinery Kilang Plaju		
Doc. No.	V2002-400-PDS-GEB-RE-0009		
Sheet No.	8 of 10		
Plant Location	Refinery Unit III-Plaju- Sungai Gerong, Palembang, Indonesia		
Service	AGR Reboiler		
Type	TEMA type BKU		
Orientation	Horizontal		

Performance

Condition	-	Cold Fluid	Hot Fluid		
Fluid Allocation	-	Shell Side	Tube Side		
Fluid Name	-	Amine	LP Stream		
Position	-	Inlet	Outlet	Inlet	Outlet
Total Flowrate	kg/h	189854,61		15761	
Temperature	°C	120,41	121,28	150	138,5
Inlet Pressure	kg/cm ² g	0,9898		3	
Max. Allowable Pressure Drop	kg/cm ² g	0,19		0,5	
Fouling Resistance (min)	m ² .hr.°C/kcal	0,002		0,0001	
Heat Exchanged	kW	9592			

Construction of Shell

Location	-	Shell Side	Tube Side		
Design Pressure	kg/cm ² g	3,5	5,3		
Design Temperatur	°C	160	315		
Corrosion Allowance	mm	0	3		
Nozzle	Inlet Nozzle		#150		#150
	Outlet Nozzle		#150		#150

Material and Geometry

Tube		Shell	
Outer Diameter of Tube	19,05 mm	Shell Material	SS 316L
Thickness of Tube	1,65 mm	Shell Cover	SS 316L
Length of Tube	6096 mm	Tube Support Material	SS 316
Pitch of Tube	25,4 mm	Tubesheet-Stationary	SS 316L
Tube Material	SS 316L		

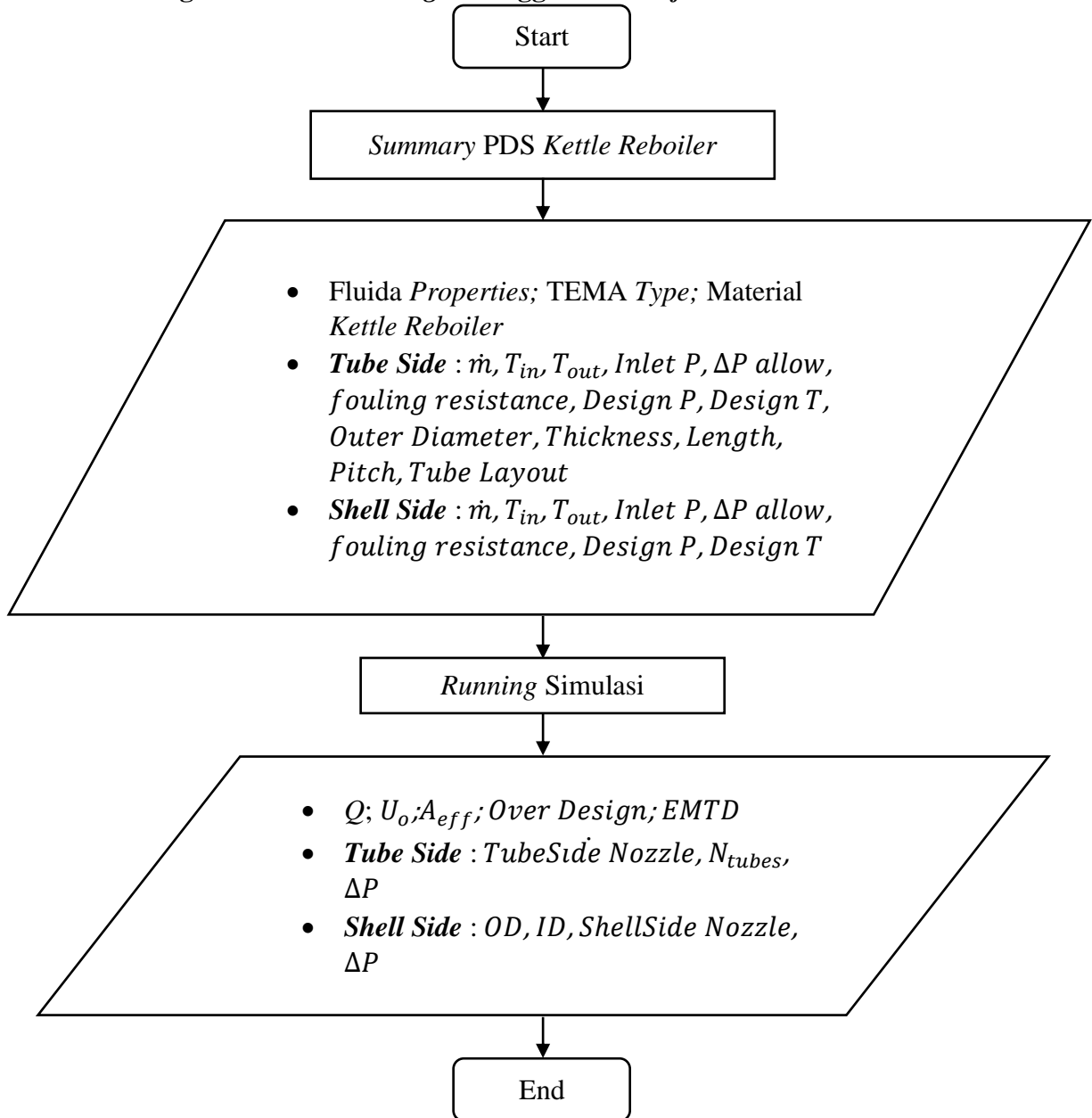
Tabel 3.3 Input Parameter *Physical Properties Amine Fluid* pada Shell.

			Vapor Properties			
Reference Temperatur	Enthalpy Normalized	Vaporized	Density	Specific Heat	Viscosity	Thermal Conductivity
C	kcal/Kg	weight %	kg/m ³	kcal/kg C	cP	kcal/m.hr.C
120,41	-349,12					
120,58	-344,78	0,011	0,9999	0,501	0,13	0,0223
120,67	-340,44	0,023	0,9998	0,5009	0,13	0,0223
120,75	-336,09	0,034	0,9997	0,5008	0,13	0,0223
120,83	-331,74	0,046	0,9996	0,5007	0,13	0,0223
120,91	-327,4	0,057	0,9995	0,5006	0,13	0,0223
120,99	-323,06	0,069	0,9994	0,5005	0,13	0,0223
121,06	-318,72	0,08	0,9993	0,5004	0,13	0,0223
121,14	-314,39	0,092	0,9992	0,5003	0,13	0,0223
121,21	-310,04	0,104	0,9991	0,5002	0,13	0,0223
121,28	-305,69	0,115	0,999	0,5001	0,13	0,0223
Liquid Properties						
Density	Specific Heat	Viscosity	Thermal Conductivity	Surface Tension	Critical Pressure	Critical Temperatur
kg/m ³	kcal/kg.C	cP	kcal/m.hr.C	N/m	kg/cm ² g	C
959	1	0,537	0,4182	0,0406	207,5	375,94
958	1	0,543	0,4167	0,0405	207,09	376,04
958	1	0,546	0,4152	0,0405	206,88	376,1
958	1	0,55	0,4137	0,0405	206,68	376,15
958	1	0,554	0,4122	0,0404	206,5	376,19
958	1	0,558	0,4107	0,0404	206,31	376,24
958	1	0,562	0,4092	0,0403	206,12	376,29
958	1	0,566	0,4078	0,0403	205,95	376,34
958	1	0,57	0,4063	0,0403	205,77	376,38
958	1	0,575	0,4048	0,0402	205,6	376,43
958	1	0,579	0,4033	0,0402	205,42	376,47

3.3 Diagram Alir Simulasi *Software* HTRI

Langkah simulasi menggunakan *software* HTRI dapat dilihat pada diagram alir subbab berikut.

3.3.1 Diagram Alir *Case Design* Menggunakan *Software* HTRI



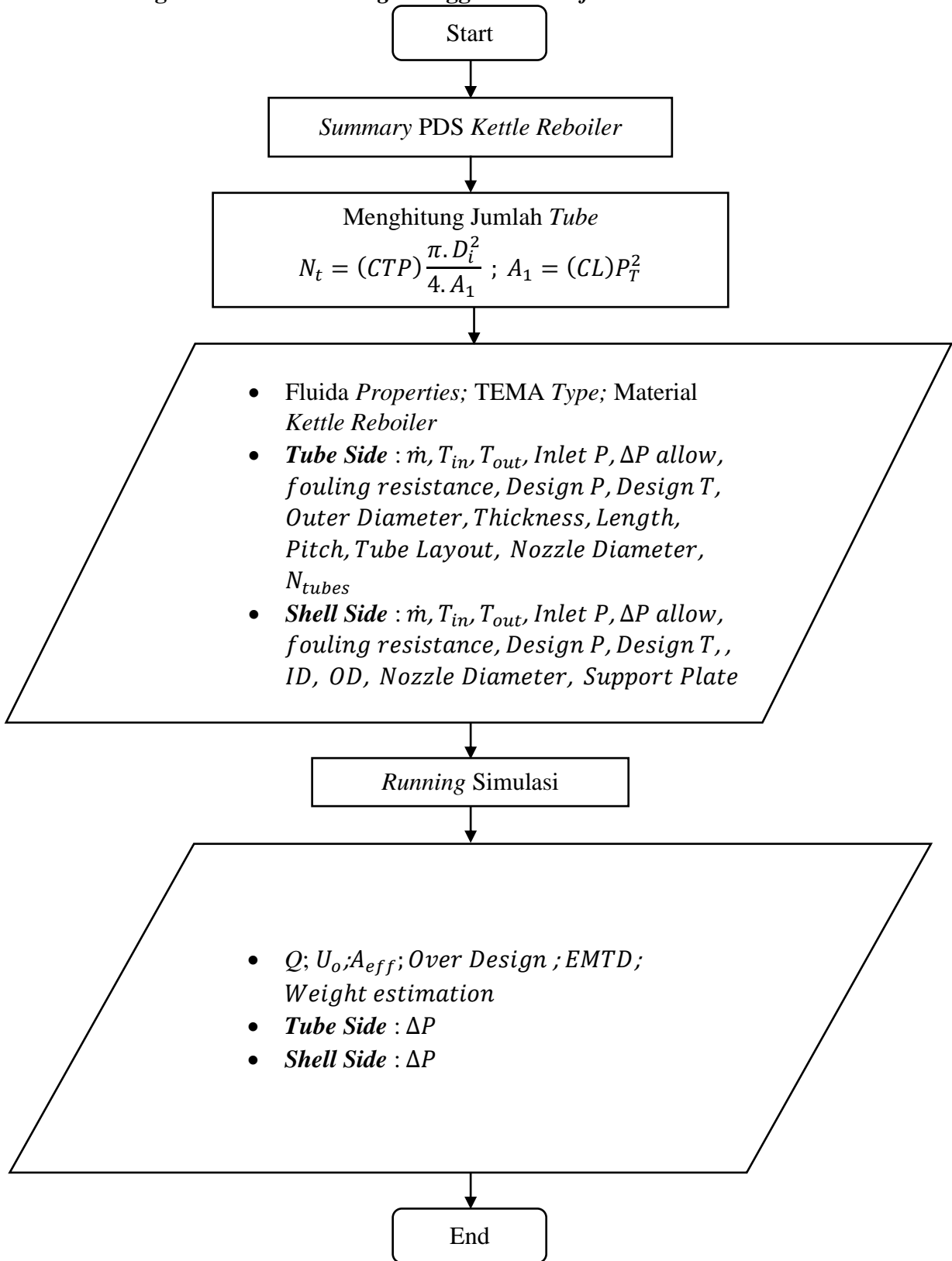
Gambar 3.4 Diagram Alir *Case Design*

3.3.2 Input Data Case Design

HTRI													
Case mode	Design				Service type	Kettle reboiler							
Customer	PT. KILANG PERTAMINA INTERNATIONAL				Job No.	AGR REBOILER INEOS SIM							
Address					Reference No.	Fajar Ashari							
Location	Refinery Unit III-Plaju- Sungai Gerong, Palembang, Indonesia				Proposal No.	V2002-400-PDS-GEB-RE-0009							
Service of unit	Pekerjaan Pembuatan FEED Proyek Bio Refinery Kilang Plaju				Date	Rev							
Type	B	K	U	Orientation	Horizontal					Item No.			
Hot fluid	Tubeside			Unit angle	Connected in 1 parallel 1 series								
PERFORMANCE OF ONE UNIT													
Fluid allocation			Shell Side			Tube Side							
Fluid name			Amine			LP Stream							
Fluid quantity, Total			kg/s			52,7374							
Temperature (In/Out)			C			120,41		121,28		150		138,5	
Vapor weight fraction (In/Out)													
Inlet pressure			kPa			198,398				395,532			
Pressure drop, allow.			kPa			18,633				49,033			
Fouling resistance (min)			m2-K/W			0,00172				8,6e-5			
Exchanger duty			MegaWatts										
CONSTRUCTION OF ONE SHELL					Sketch (Bundle/Nozzle Orientation)								
Design/Test pressure			kPaG			517,107 /		517,107 /					
Design temperature			C			154,44		182,22					
Number passes per shell													
Corrosion allowance			mm			0		3					
Connection		In		mm		1 @		1 @					
Size & Rating		Out		mm		1 @		1 @					
		Intermediate				@		@					
Tube No.	OD	19,05	mm	Thk(avg)	1,651	mm	Length	6,096	m	Pitch	23,813	mm	
Tube type	Plain		Material	SA-213 TP316L Tube (S) S31603				Tube pattern	30				
Shell	316 Stainless steel (17 Cr, 12 Ni)		ID	OD	mm		Shell cover	316 Stainless steel (17 Cr, 12 Ni)					
Channel or bonnet							Channel cover						
Tubesheet-stationary	Stainless Steel 316L (Strip) S31603						Tubesheet-floating						
Floating head cover							Imp. Prot.	Yes		Rectangular plate			
Baffles-cross	Type		None		%Cut	Spacing(c/c)		Inlet		mm			
	Orientation						Crosspasses		Outlet			mm	

Gambar 3.5 Input Case Design

3.3.3 Diagram Alir *Case Rating* Menggunakan Software HTRI



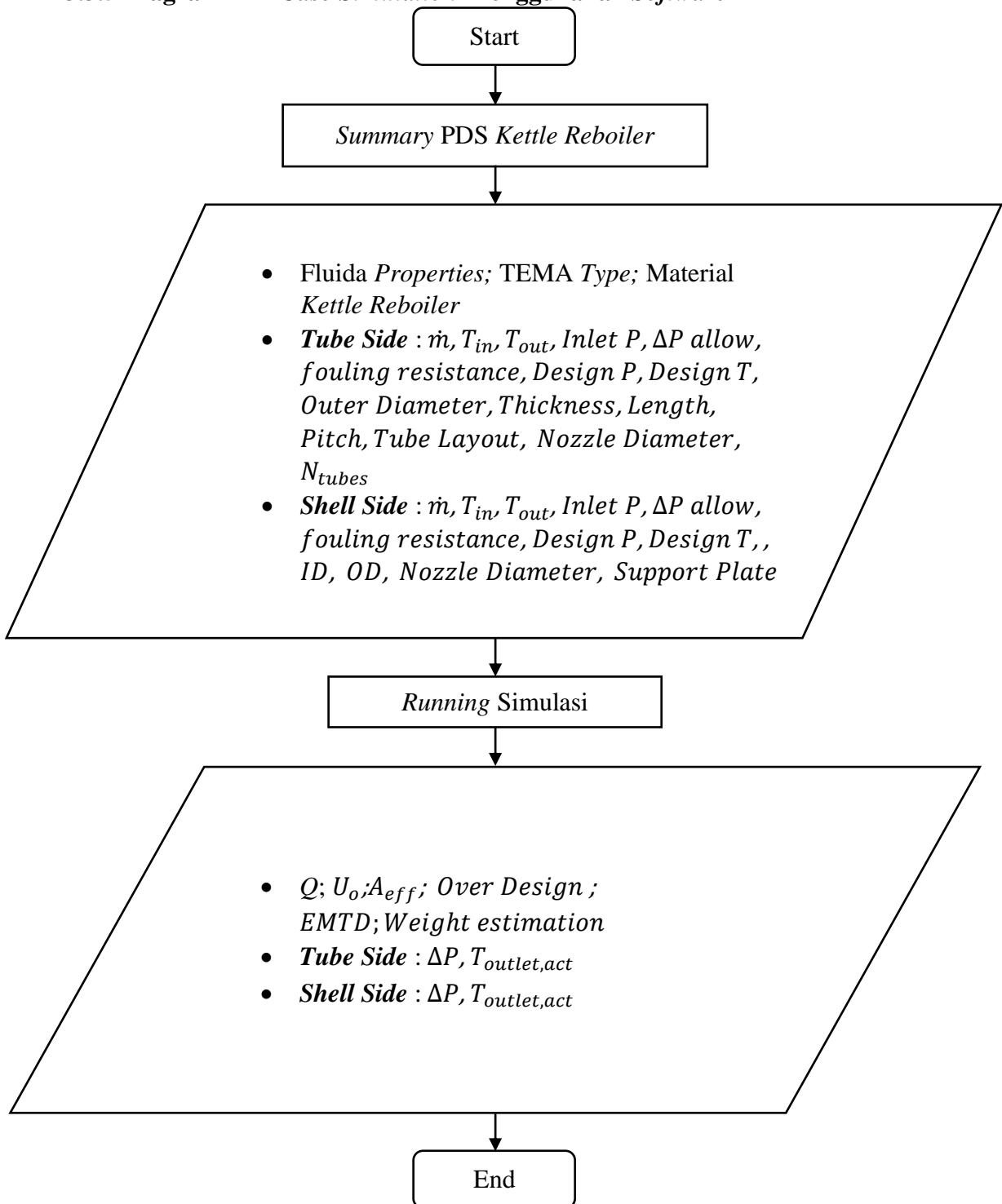
Gambar 3.6 Diagram Alir *Case Rating*

3.3.4 Input Data Case Rating

HTRI									
Case mode	Rating				Service type	Kettle reboiler			
Customer	PT. KILANG PERTAMINA INTERNATIONAL				Job No.	AGR REBOILER INEOS SIM			
Address					Reference No.	Fajar Ashari			
Location	Refinery Unit III-Plaju- Sungai Gerong, Palembang, Indonesia				Proposal No.	V2002-400-PDS-GEB-RE-0009			
Service of unit	Pekerjaan Pembuatan FEED Proyek Bio Refinery Kilang Plaju				Date	Rev			
Type	B	K	U		Orientation	Horizontal			
Hot fluid	Tubeside			Unit angle	Connected in	1	parallel	1	series
PERFORMANCE OF ONE UNIT									
Fluid allocation		Shell Side				Tube Side			
Fluid name		Amine				LP Stream			
Fluid quantity, Total		kg/s		52,7374		4,3781			
Temperature (In/Out)		C		120,41		121,28		150	
Vapor weight fraction (In/Out)								138,5	
Inlet pressure		kPa		198,398		395,532			
Pressure drop, allow.		kPa		18,633		49,033			
Fouling resistance (min)		m2-K/W		0,00172		8,6e-5			
Exchanger duty		MegaWatts							
CONSTRUCTION OF ONE SHELL					Sketch (Bundle/Nozzle Orientation)				
Design/Test pressure		kPaG		517,107 /		517,107 /			
Design temperature		C		154,44		182,22			
Number passes per shell						2			
Corrosion allowance		mm		0		3			
Connection Size & Rating	In	mm	1	@	258,88	1	@	338,55	
	Out	mm	1	@	539,75	1	@	338,55	
	Intermediate			@		@			
Tube No.	2914	OD	19,05	mm	Thk(avg)	1,651	mm	Length	6,096
Tube type	Plain		Material	SA-213 TP316L Tube (S) S31603			Tube pattern	30	
Shell	316 Stainless steel (17 Cr, 12 Ni)		ID	1422,4		OD	1438,28		
Shell cover	316 Stainless steel (17 Cr, 12 Ni)								
Channel or bonnet									
Channel cover									
Tubesheet-stationary	Stainless Steel 316L (Strip) S31603								
Tubesheet-floating									
Floating head cover									
Imp. Prot.	Yes								
Baffles-cross	Type		None		%Cut	Spacing(c/c)		Inlet	mm
	Orientation				Crosspasses			Outlet	mm

Gambar 3.7 Input Case Rating

3.3.5 Diagram Alir Case Simulation Menggunakan Software HTRI



Gambar 3.8 Diagram Alir Case Simulation

3.3.6 Input Data Case Simulation

HTRI										
Case mode	Simulation				Service type	Kettle reboiler				
Customer	PT. KILANG PERTAMINA INTERNATIONAL				Job No.	AGR REBOILER INEOS SIM				
Address					Reference No.	Fajar Ashari				
Location	Refinery Unit III-Plaju- Sungai Gerong, Palembang, Indonesia				Proposal No.	V2002-400-PDS-GEB-RE-0009				
Service of unit	Pekerjaan Pembuatan FEED Proyek Bio Refinery Kilang Plaju				Date	Rev				
Type	B	K	U		Orientation	Horizontal				
Hot fluid	Tubeside			Unit angle	Connected in	1	parallel	1	series	
PERFORMANCE OF ONE UNIT										
Fluid allocation		Shell Side				Tube Side				
Fluid name		Amine				LP Stream				
Fluid quantity, Total		kg/s		52,7374		4,3781				
Temperature (In/Out)		C		120,41		121,28		150		138,5
Vapor weight fraction (In/Out)										
Inlet pressure		kPa		198,398		395,532				
Pressure drop, allow.		kPa		18,633		49,033				
Fouling resistance (min)		m2-K/W		0,00172		8,6e-5				
Estimated exchanger duty		MegaWatts								
CONSTRUCTION OF ONE SHELL					Sketch (Bundle/Nozzle Orientation)					
Design/Test pressure		kPaG		517,107 /		517,107 /				
Design temperature		C		154,44		182,22				
Number passes per shell						2				
Corrosion allowance		mm		0		3				
Connection		In mm		1 @ 258,88		1 @ 338,55				
Size & Rating		Out mm		1 @ 539,75		1 @ 338,55				
		Intermediate		@		@				
Tube No.		3052		OD 19,05		mm		Thk(avg) 1,651		mm
Tube type		Plain		Material SA-213 TP316L Tube (S) S31603		Length 6,096		m		Pitch 23,813
Shell		316 Stainless steel (17 Cr, 12 Ni)		ID 1422,4		OD 1438,28		mm		Shell cover 316 Stainless steel (17 Cr, 12 Ni)
Channel or bonnet										Channel cover
Tubesheet-stationary		Stainless Steel 316L (Strip) S31603								Tubesheet-floating
Floating head cover										Imp. Prot. Yes
Baffles-cross		Type None		%Cut		Spacing(c/c)		Inlet		mm
		Orientation				Crosspasses		Outlet		mm

Gambar 3.9 Input Case Simulation

3.3.7 Input Process Condition

Process Conditions

Exchanger service:

Hot fluid location:

	Hot Fluid		Cold Fluid	
Fluid name	<input type="text" value="LP Stream"/>		<input type="text" value="Amine"/>	
Phase	<input type="text" value="Condensing"/>		<input type="text" value="Boiling"/>	
Flow rate	<input type="text" value="4.3781"/>		<input type="text" value="52.7374"/> kg/s	
Weight fraction vapor	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Temperature	<input type="text" value="150"/>	<input type="text" value="138.5"/>	<input type="text" value="120.41"/>	<input type="text" value="121.28"/> C
Operating pressure	<input type="text" value="395.532"/>		<input type="text" value="198.398"/> kPa	
Allowable pressure drop	<input type="text" value="49.033"/>		<input type="text" value="18.633"/> kPa	
Fouling resistance	<input type="text" value="0.000086"/>		<input type="text" value="0.00172"/> m2-K/W	
Fouling layer thickness	<input type="text"/>		<input type="text"/> mm	
Exchanger duty	<input type="text" value="9.592"/>		MegaWatts	
Duty/flow multiplier	<input type="text" value="1"/>			

Gambar 3.10 Input Process Conditions

3.3.8 Input Physical Properties

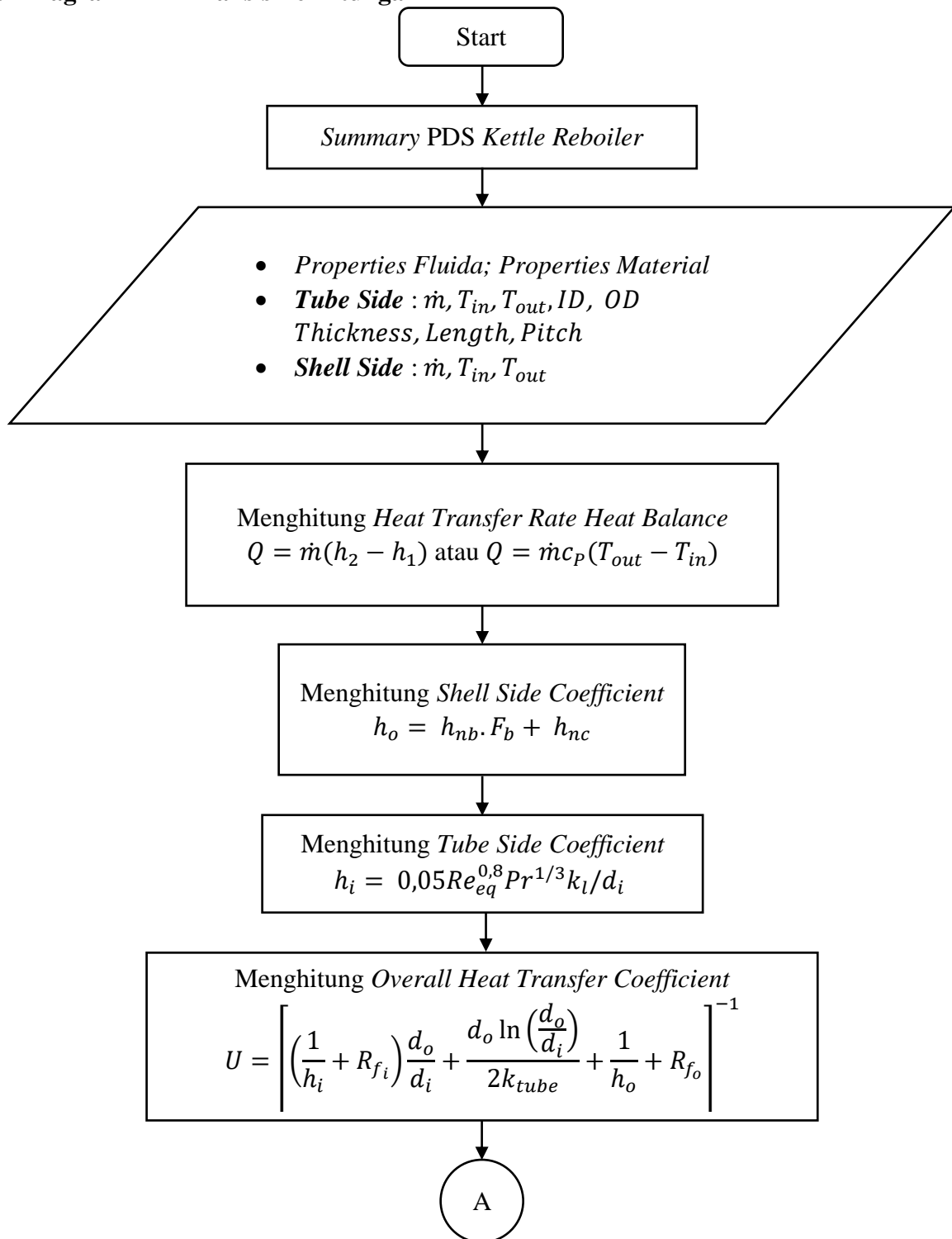
Physical Properties Compositions

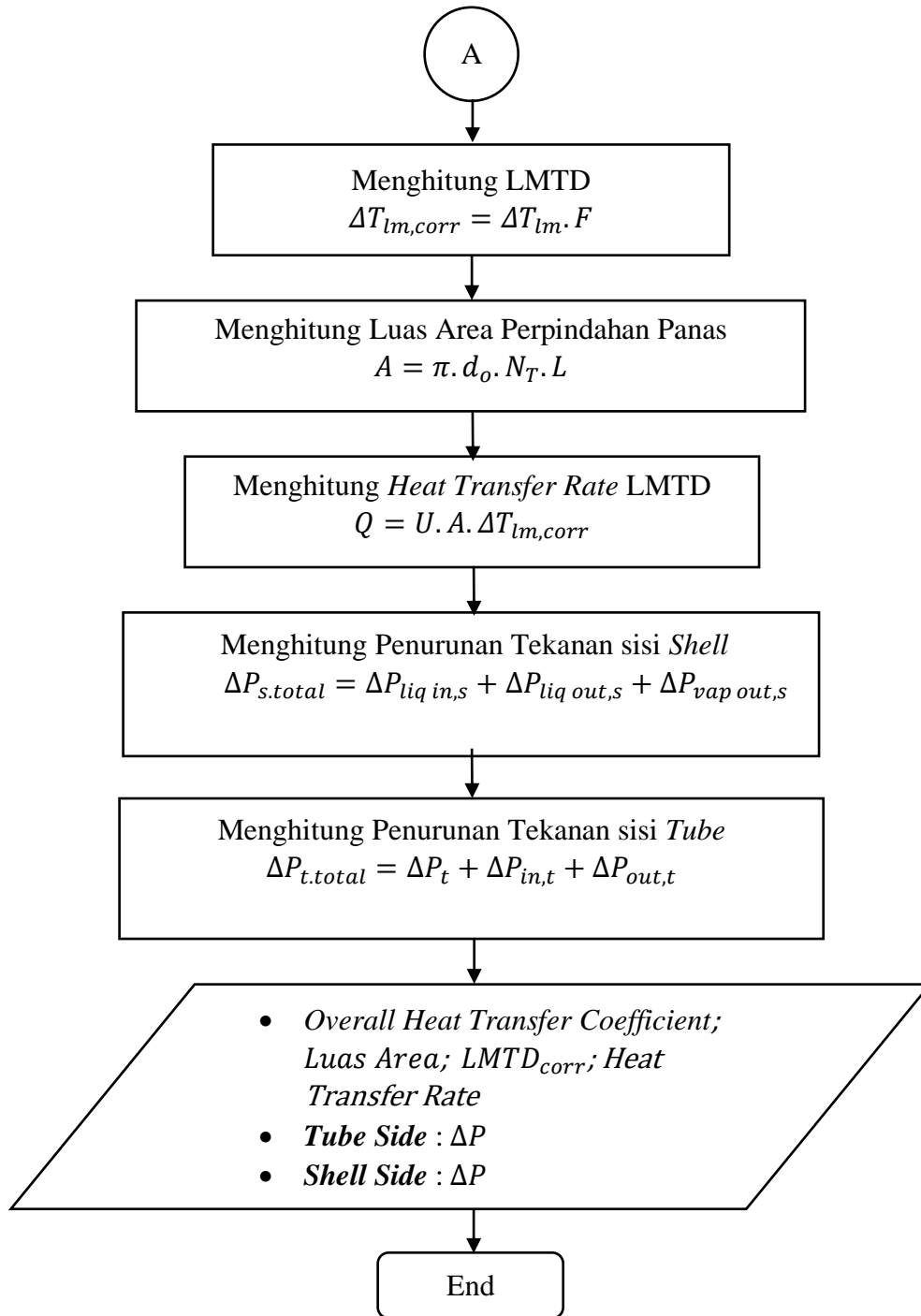
Heat release entered as:

Set 1	Vapor Properties			Liquid Properties												
	Pressure	Temperature (C)	Enthalpy (kcal/kg)	Weight Fraction Vapor	Density (kg/m3)	Viscosity (cP)	Heat Capacity (kcal/kg-C)	Conductivity (kcal/hr-m-C)	Enthalpy (kcal/kg)	Density (kg/m3)	Viscosity (cP)	Heat Capacity (kcal/kg-C)	Conductivity (kcal/hr-m-C)	Enthalpy (kcal/kg)	Surface Tension (N/m)	Latent Heat (kcal/kg)
Required: Yes	Yes	Yes	Yes	Yes	Yes	Yes	Yes	No	Yes	Yes	Yes	Yes	No	Recommended	No	Yes
1	120.41	-349.12							959	0.537	1	0.4182		0.0406		207.5
2	120.58	-344.78	0.011	0.9999	0.13	0.501	0.0223		958	0.543	1	0.4167		0.0405		207.09
3	120.67	-340.44	0.023	0.9998	0.13	0.5009	0.0223		958	0.546	1	0.4152		0.0405		206.88
4	120.75	-336.09	0.034	0.9997	0.13	0.5008	0.0223		958	0.55	1	0.4137		0.0405		206.68
5	120.83	-331.74	0.046	0.9996	0.13	0.5007	0.0223		958	0.554	1	0.4122		0.0404		206.5
6	120.91	-327.4	0.057	0.9995	0.13	0.5006	0.0223		958	0.558	1	0.4107		0.0404		206.31
7	120.99	-323.06	0.069	0.9994	0.13	0.5005	0.0223		958	0.562	1	0.4092		0.0403		206.12
8	121.06	-318.72	0.08	0.9993	0.13	0.5004	0.0223		958	0.566	1	0.4078		0.0403		205.95
9	121.14	-314.39	0.092	0.9992	0.13	0.5003	0.0223		958	0.57	1	0.4063		0.0403		205.77
10	121.21	-310.04	0.104	0.9991	0.13	0.5002	0.0223		958	0.575	1	0.4048		0.0402		205.6
11	121.28	-305.69	0.115	0.999	0.13	0.5001	0.0223		958	0.579	1	0.4033		0.0402		205.42
12																

Gambar 3.11 Input Physical Properties

3.4 Diagram Alir Analisis Perhitungan



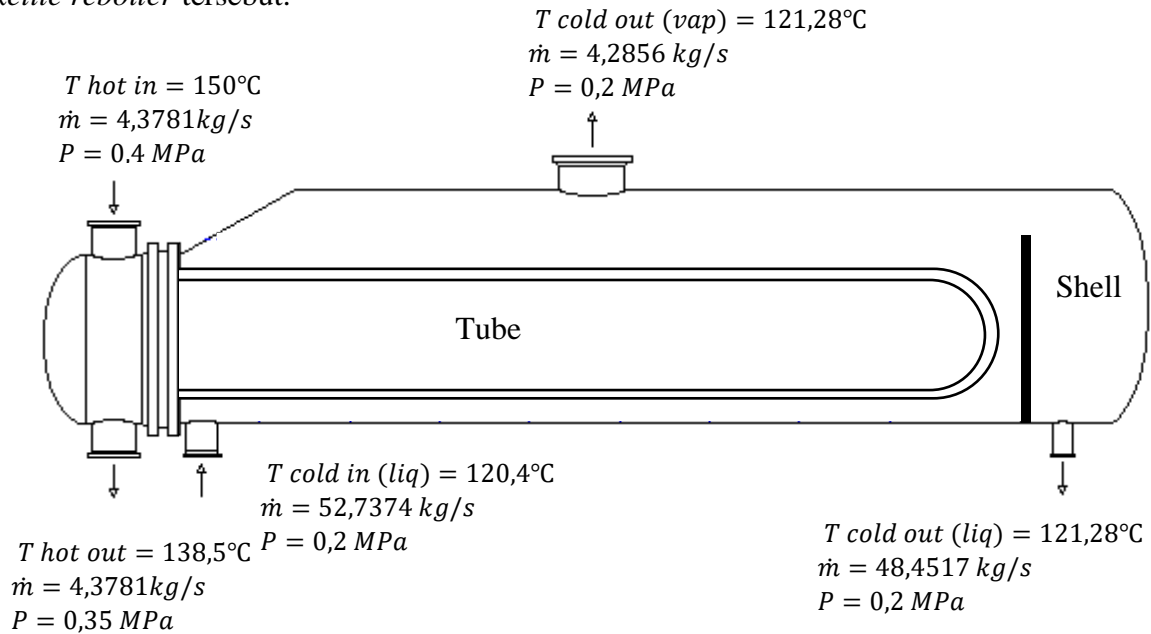


Gambar 3.12 Diagram Alir Perhitungan

BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Schematic Kettle Reboiler

Data *process requirements* berasal dari *process data sheet kettle reboiler acid gas removal unit* dari *Bio Refinery* Kilang Plaju dan berikut merupakan skematik pembebanan dari *kettle reboiler* tersebut.



Gambar 4.1 Schematic Kettle Reboiler

Pada gambar 4.1 fluida pemanas berupa *steam* mengalir melalui *tube* dengan temperatur $150^{\circ}C$ dan keluar berupa *condensate* dengan temperatur $138,5^{\circ}C$, *mass flowrate* sebesar $4,3781\text{ kg/s}$ serta *inlet pressure* sebesar $0,4\text{ MPa}$. Fluida dingin berupa *rich amine* mengalir masuk menuju sisi *shell* dengan temperatur $120,41^{\circ}C$ dan keluar dengan temperatur $121,28^{\circ}C$, *mass flowrate* sebesar $52,7375\text{ kg/s}$ serta *inlet pressure* sebesar $0,2\text{ MPa}$. Pada sisi *shell outlet* fluida keluar menjadi dua fasa yakni fasa cair dan fasa gas. Fasa cair berupa *lean amine* dan fasa gas berupa *acid gas*.

4.2 Permodelan dan Geometri Hasil dari Case Design

Pada proses desain *reboiler* dengan tipe *Shell and Tube Heat Exchanger (STHE)*, salah langkah awal dalam melakukan proses desain yaitu dengan menentukan *process requirement* dan parameter desain (geometri). Pada proses data *sheet* PT Rekind telah diketahui *proses requirement* dan beberapa parameter desainnya seperti tercantum pada tabel 3.1 dan 3.2. Namun data tersebut masih membutuhkan evaluasi dalam menentukan proses desain. Maka dari itu dilakukanlah permodelan dan mencari evaluasi geometri yang sesuai untuk menentukan desain yang baik. Hasil yang didapatkan pada *case design* tersebut adalah sebagai berikut.

Process Conditions		Cold Shellside		Hot Tubeside		
Fluid name			Amine		LP Stream	
Flow rate	(kg/s)		52,737		4,3781	
Inlet/Outlet Y	(Wt. frac vap.)	0,0000	0,1150	1,0000	0,0000	
Inlet/Outlet T	(Deg C)	120,41	121,28	150,00	138,50	
Inlet P/Avg	(kPa)	213,00	212,26	395,53	394,83	
dP/Allow.	(kPa)	1,477	18,633	1,399	49,033	
Fouling	(m ² -K/W)		0,001720		0,000086	
Exchanger Performance						
Shell h	(W/m ² -K)	4414,7	Actual U	(W/m ² -K)	445,21	
Tube h	(W/m ² -K)	15261	Required U	(W/m ² -K)	385,06	
Hot regime	(-)	Gravity	Duty	(MegaWatts)	9,5485	
Cold regime	(-)	Flow	Eff. area	(m ²)	1118,1	
EMTD	(Deg C)	22,2	Overdesign	(%)	15,62	
Shell Geometry			Baffle Geometry			
TEMA type	(-)	BKU	Baffle type		Support	
Shell ID	(mm)	1422,4	Baffle cut	(Pct Dia.)		
Series	(-)	1	Baffle orientation	(-)		
Parallel	(-)	1	Central spacing	(mm)	752,48	
Orientation	(deg)	0,00	Crosspasses	(-)	1	
Tube Geometry			Nozzles			
Tube type	(-)	Plain	Shell inlet	(mm)	258,88	
Tube OD	(mm)	19,050	Shell outlet	(mm)	539,75	
Length	(m)	6,096	Inlet height	(mm)	64,954	
Pitch ratio	(-)	1,2500	Outlet height	(mm)	77,854	
Layout	(deg)	30	Tube inlet	(mm)	338,55	
Tube count	(-)	2914	Tube outlet	(mm)	338,55	
Tube Pass	(-)	2				
Thermal Resistance; %		Velocities; m/s			Flow Fractions	
Shell	10,08		Min	Max	A	0,000
Tube	3,53	Tubeside	0,27	6,90	B	1,000
Fouling	81,21	Crossflow	0,20	4,01	C	0,000
Metal	5,18	Window	-	-	E	0,000
					F	0,000

Gambar 4.2 Hasil Running Case Design

Gambar 4.2 merupakan hasil data *rating* yang dirunning pada *case design* dengan melakukan evaluasi *pitch ratio* dari 1,33 menjadi 1,25 untuk memenuhi kebutuhan desain. Pada hasil data tersebut didapatkan data performa dan geometrinya sebagai berikut.

Tabel 4.1 Hasil Running Case Design

Parameter	Satuan	Nilai	
Q	MW	9,5485	
U Overall	W/m ² K	445,21	
A eff	m ²	1118,1	
Overdesign	%	15,62	
EMTD	°C	22,2	
		Tube	Shell
Pressure Drop	kPa	1,399	1,477
Nozzle In Dia	mm	338,55	258,88
Nozzle Out Dia	mm	338,55	539,75
N tubes	-	2914	-
Inner Diameter	mm	15,75	1422,4

Dengan menggunakan parameter geometri yang sesuai dengan PDS yaitu dengan *outer diameter tube* sebesar 19,05 mm, *thickness tube* sebesar 1,651 mm, panjang *tube* sebesar 6096 mm dan *pitch ratio* sebesar 1,25. Didapatkan data hasil *rating* pada mode *case design heat transfer rate* atau laju perpindahan panas sebesar 9,5485 MW, *Overall heat transfer coefficient* sebesar 445,21 W/m².K dan *Overdesign* sebesar 15,62%. Sedangkan untuk sisi *shell* dan *tube pressure drop* didapatkan masih dibawah *allowable pressure drop* sebesar 1,477kPa dan 1,399kPa pada sisi *shell* dan sisi *tube*. *Diameter inlet nozzle* juga didapatkan 338,55 mm pada sisi *tube* dan 258,88 mm pada sisi *shell*, sedangkan *diameter outlet nozzle* sebesar 338,55 mm pada sisi *tube* dan 539,75 mm pada sisi *shell*. *Number of tubes* yang didapatkan sebesar 2914 dan *inner diameter shell* sebesar 1422,4 mm.

4.3 Geometri dan Performa Hasil Case Rating

Simulasi pada *mode case rating* dilakukan sebagai langkah lanjut pada proses desain sebuah *heat exchanger* yang gunakan untuk menentukan geometri yang optimal agar memenuhi kebutuhan. Beberapa parameter seperti *diameter nozzle*, *inner diameter shell*, dan *number of tubes* yang didapatkan pada *mode case design* digunakan kembali pada proses ini. Mode ini dilakukan dengan memberikan *mass flowrate* 120% yaitu sebesar 5,2537kg/s pada sisi *tube* dan sebesar 63,2849kg/s pada sisi *shell* sebagai *process requirement* desain *kettle reboiler* yang telah ditentukan sebelumnya agar melihat performa yang didapat. Setelah dilakukan running, apabila *overdesign* yang didapatkan memiliki nilai kurang dari 1% atau lebih dari 10% maka dilakukan evaluasi dengan memvariasikan *number of tubes* agar *overdesign* berada pada rentang 1% - 10%. Perhitungan awal *number of tubes* untuk mode *case rating* menggunakan persamaan 2.16 dan persamaan 2.17 sebagai berikut.

$$N_t = (CTP) \frac{\pi \cdot D_i^2}{4 \cdot CL \cdot P_T^2}$$

$$N_t = (0,9) \frac{\pi \times (1,4424m)^2}{4 \times 0,87 \times (0,023813m)^2} = 2902$$

Hasil *number of tubes* pada perhitungan kemudian diberikan kenaikan 10 sampai mencapai *overdesign* yang ditentukan pada *mass flowrate* 120%. Pada *mode rating* didapatkan performanya sebagai berikut.

Process Conditions		Cold Shellside		Hot Tubeside		
Fluid name			Amine		LP Stream	
Flow rate	(kg/s)		63,285 *		5,2537 *	
Inlet/Outlet Y	(Wt. frac vap.)	0,0000	0,1150	1,0000	0,0000	
Inlet/Outlet T	(Deg C)	120,41	121,28	150,00	138,50	
Inlet P/Avg	(kPa)	213,56	212,50	395,53	394,57	
dP/Allow.	(kPa)	2,114	18,633	1,913	49,033	
Fouling	(m2-K/W)		0,001720		0,000086	
Exchanger Performance						
Shell h	(W/m2-K)	4439,1	Actual U	(W/m2-K)	446,30	
Tube h	(W/m2-K)	16124	Required U	(W/m2-K)	440,77	
Hot regime	(-)	Gravity	Duty	(MegaWatts)	11,458	
Cold regime	(-)	Flow	Eff. area	(m2)	1171,0	
EMTD	(Deg C)	22,2	Overdesign	(%)	1,25	
Shell Geometry			Baffle Geometry			
TEMA type	(-)	BKU	Baffle type		Support	
Shell ID	(mm)	1422,4	Baffle cut	(Pct Dia.)		
Series	(-)	1	Baffle orientation	(-)		
Parallel	(-)	1	Central spacing	(mm)	752,48	
Orientation	(deg)	0,00	Crosspasses	(-)	1	
Tube Geometry			Nozzles			
Tube type	(-)	Plain	Shell inlet	(mm)	258,88	
Tube OD	(mm)	19,050	Shell outlet	(mm)	539,75	
Length	(m)	6,098	Inlet height	(mm)	64,954	
Pitch ratio	(-)	1,2500	Outlet height	(mm)	77,654	
Layout	(deg)	30	Tube inlet	(mm)	338,55	
Tube count	(-)	3052	Tube outlet	(mm)	338,55	
Tube Pass	(-)	2				
Thermal Resistance; %		Velocities; m/s			Flow Fractions	
Shell	10,05		Min	Max	A	0,000
Tube	3,35	Tubeside	0,31	7,91	B	1,000
Fouling	81,41	Crossflow	0,22	4,79	C	0,000
Metal	5,19	Window	-	-	E	0,000
					F	0,000

Gambar 4.3 Hasil Running Case Rating

Gambar 4.3 merupakan hasil data *rating* pada mode *case rating* dengan melakukan evaluasi pada *number of tubes* dari perhitungan sebesar 2902 menjadi 3052. Hal ini dilakukan karena performa yang didapatkan dengan menaikkan *mass flowrate* pada *kettle reboiler* dengan geometri yang sesuai *case design* belum memenuhi kebutuhan dan *overdesign* 1%-10%. Performa dari *kettle reboiler* dan geometri hasil dari *running* dan evaluasi pada *case rating* sebagai berikut.

Tabel 4.2 Hasil Running Case Rating

Parameter	Satuan	Nilai	
Q	MW	11,458	
U Overall	W/m ² K	446,30	
A eff	m ²	1171	
Overdesign	%	1,25	
EMTD	°C	22,2	
		<i>Tube</i>	<i>Shell</i>
Pressure Drop	kPa	1,913	2,114
N tubes	-	3052	-
Weight Bundle	kg	-	14170
Inner Diameter	mm	15,75	1422,4

Tabel 4.2 merupakan data hasil dari mode *case rating*, didapatkan *heat transfer rate* atau laju perpindahan panas sebesar 11,458 MW, *Overall heat transfer coefficient* sebesar 446,30W/m².K dan *Overdesign* sebesar 1,25%. Sedangkan untuk sisi *shell* dan *tube pressure drop* didapatkan masih dibawah *allowable pressure drop* sebesar 2,114 kPa pada sisi *shell* dan 1,913 kPa sisi *tube*. *Number of tubes* pada kenaikan *mass flowrate* sebesar 3052 dan *inner diameter shell* sebesar 1422,4 mm. Kenaikan *number of tubes* ini ditujukan untuk memenuhi kebutuhan *overdesign* agar berada pada rentang 1%-10%. Berat estimasi sisi *shell bundle* pada mode *case rating* ini didapatkan sebesar 14170 kg dan masih dibawah berat *shell bundle* yang ditetapkan.

4.4 Analisis Perhitungan pada Kettle Reboiler

Perhitungan pada subbab ini digunakan untuk men-komparasi hasil data performa dari HTRI dengan analisis perhitungan. Digunakan data awal berupa *process requirement* dan *basic geometry design parameters* untuk mendapatkan performa dari *kettle reboiler* dan berikut merupakan data yang digunakan.

Tabel 4.3 Data Proses dan Geometri Perhitungan

Condition	-	Cold Fluid		Hot Fluid	
		Shell Side		Tube Side	
Fluid Allocation	-				
Position	-	Inlet	Outlet	Inlet	Outlet
Total Flowrate	kg/s	52,7374		4,3781	
Temperature	°C	120,41	121,28	150	138,5
Inlet Pressure	kPa	198,40		395,53	
Max. Allowable Pressure Drop	kPa	18,63		49,03	
Fouling Resistance (min)	m ² K/W	0,001720018		8,60009e-05	
Outer Diameter (Do/do)	m	1,4383		0,019050	
Inside Diameter (Di/di)	m	1,4224		0,015748	
Length (L/l)	m	-		6096	

Kemudian setelah mengetahui data proses dan geometri dasar pada *kettle reboiler* diketahui pula untuk *physical properties* dari fluida sebagai berikut.

Tabel 4.4 Data Physical Properties Perhitungan

Properties	Unit	Liq. In Shell	Liq. Out Shell	Vap. Out Shell	Vap. In Tube	Liq Out Tube
Temperatur	°C	120,41	121,28	121,28	150	138,5
Enthalpy (h)	kJ/kg	-1460,22	-1405,82	174,10	2751,15	582,33
Heat Capacity (Cp)	kJ/kg.C	3,85	3,83	1,93	1,96	4,52
Thermal conductivity(k)	W/m.K	0,486	0,470	0,026	0,030	0,688
Viscosity (u)	cP	0,540	0,579	0,013	0,0139	0,197
Density (p)	kg/m ³	959	958	1,07	2,1	927,47
Surface Tension	N/m	0,0406	0,0402	-	-	0.05105

4.4.1 Menghitung Heat Transfer Rate

Perhitungan pertama dilakukan dengan menentukan nilai *heat transfer rate* dengan data yang diketahui. Perhitungan dilakukan dengan menggunakan nilai *mass flowrate* dengan selisih *enthalpy* yang berada pada sisi *shell* atau dapat dilihat pada sampai persamaan 2.6.

Perhitungan *heat transfer rate* dengan *mass flowrate shell* :

$$Q = \dot{m} \times \Delta h$$

$$Q = (5,1428 \times (174,09624) + 58,1420 \times (-1405,824)) - (63,2849 \times (-1460,216))$$

$$Q = 11,5675 \text{ MW}$$

4.4.2 Menghitung Heat Transfer Coefficient

Setelah diketahui *heat transfer rate* langkah dilanjutkan dengan mencari *overall heat transfer coefficient*. Untuk langkah awal digunakan *number of tubes* dari *basic geometry* yang tersedia dari mode *case rating*.

- **Menghitung Shell Heat Transfer Coefficient**

Dalam mencari nilai *overall heat transfer coefficient*, diperlukan *heat transfer coefficient* sisi *shell* dan sisi *tube*. Dimana pada sisi *shell*, *heat transfer coefficient* didapatkan dengan menggunakan *Mostinski correlation*. *Mostinski correlation* membutuhkan *fraction mole* pada komposisi fluida dan juga *critical pressure* dalam proses menghitungnya dan berikut merupakan komposisi dari fluida amina yang masuk ke dalam *kettle reboiler*.

Tabel 4.5 Komposisi Fluida Amine

<i>Composition</i>	<i>Fraction mole</i>	<i>Critical Pressure(MPa)</i>
CO ₂	0,002524	7,38
H ₂ S	0,000043	8,97
H ₂ O	0,905612	22,12
SOLVENT	0,091821	7,52

Untuk mendapatkan *heat transfer coefficient* pada sisi *shell*, *Mostinski correlation* menggunakan persamaan 2.23 sampai persamaan 2.29.

$$h_o = h_b = h_{nb} \cdot F_b + h_{nc}$$

$$h_{nb} = 0,00417 \cdot P_c^{0,69} \cdot q^{0,7} \cdot F_p$$

Diawali dengan menghitung *preudo-critical* dan *pseudo-reduces* pada campuran fluida,

$$P_c = \sum x_i \cdot P_{c,i}$$

$$P_c = ((0,002524 \times 7,38) + (0,000043 \times 8,97) + (0,905612 \times 22,12) + (0,091821 \times 7,52)) \text{ MPa} * (1000 \frac{\text{kPa}}{\text{MPa}})$$

$$P_c = 20,7416 \text{ MPa} = 20741,6 \text{ kPa}$$

$$P_{pr} = P_{inlet}/P_c$$

$$P_{pr} = \frac{198,4 \text{ kPa}}{20741,6 \text{ kPa}} = 0,009565219$$

Kemudian mencari nilai *heat flux*, untuk dimasukkan ke dalam persamaan *coefficient nucleate boiling*,

$$\hat{q} = \frac{Q}{Nt. \pi. do. l}$$

$$\hat{q} = \frac{11,5675 \text{ MW} \times 10^6}{3052 \times \pi \times 0,01905 \text{ m} \times 6,096 \text{ m}}$$

$$\hat{q} = 10384,59 \text{ W/m}^2$$

Pressure correction factor sebagai berikut,

$$F_p = 1,8. P_{pr}^{0,17} + 4. P_{pr}^{1,2} + 10. P_{pr}^{10}$$

$$F_p = 1,8. (0,009565219)^{0,17} + 4(0,009565219)^{1,2} + 10. (0,009565219)^{10}$$

$$F_p = 0,83$$

Coefficient nucleate boiling didapatkan,

$$h_{nb} = 0,00417 \times (20741,64)^{0,69} \times 10384,59^{0,7} \times 0,83$$

$$h_{nb} = 2138,83 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Selanjutnya dilakukan perhitungan *bundle convection factor*,

$$F_b = 1 + 0,1 \left[\frac{0,785. D_{bundle}}{CL. (Pt/do)^2 do} - 1 \right]^{0,75}$$

$$F_b = 1 + 0,1 \left[\frac{0,785 \times 1,40807 \text{ m}}{0,87 \times \left(\frac{0,023813 \text{ m}}{0,01905 \text{ m}} \right)^2 0,01905 \text{ m}} - 1 \right]^{0,75}$$

$$F_b = 2,6405$$

Karena *amine* merupakan salah satu senyawa *hydrocarbons*, untuk nilai *natural convection coefficient* pada *hydrocarbons* dapat diasumsikan dengan nilai $h_{nc} = 170 \text{ W/m}^2\text{K}$. Nilai *natural convection coefficient* ini dimasukan karena pada saat fluida pertama kali masuk *shell*, terjadi *convection* antara fluida di *shell* dan juga udara yang terdapat di dalam *shell*. Maka dari itu nilai *heat transfer coefficient* pada sisi *shell* adalah sebagai berikut,

$$h_o = 2138,83 \times 2,6405 + 170$$

$$h_o = 5817,57 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

- **Menghitung Tube Heat Transfer Coefficient**

Perhitungan *tube heat transfer coefficient* dilakukan dengan menggunakan Cavallini-Zecchin *correlation* untuk mencari *average heat transfer coefficient* untuk proses kondensasi. Temperatur saturasi pada tekanan 0,4 MPa sebesar 143,63°C memiliki *physical property* sebagai berikut,

$$\begin{aligned} \mu_l &= 0,19131 \text{ cP} & \mu_v &= 0,013743 \text{ cP} \\ \rho_l &= 922,87 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} & \rho_v &= 2,1639 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \\ k_l &= 0,68294 \text{ W/mK} & Pr &= 1,2021 \end{aligned}$$

Persamaan untuk menghitung nilai *tube heat transfer coefficient* terdapat pada persamaan 2.30 sampai persamaan 2.34

$$h_i = h_{TP} = 0,05 Re_{eq}^{0,8} Pr^{1/3} k_l / d_i$$

Mencari nilai *mass flux*,

$$Gt = \frac{\dot{m} \cdot Np}{4 \cdot \pi \cdot Nt \cdot d_i^2}$$

$$Gt = \frac{5,2537 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 2}{4 \times \pi \times 3052 \times (0,015748\text{m})^2} = 17,668 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2\text{s}}$$

untuk *quality*, $x = 0,5$,

$$Re_l = \frac{Gt(1-x)d_i}{\mu_l} = \frac{17,668\text{kg/s}(1-0,5)0,015748\text{m}}{(0,19131 \times 10^{-3})\text{Pa}\cdot\text{s}} = 727,1939511$$

$$Re_v = \frac{Gt(x)d_i}{\mu_v} = \frac{17,668\text{kg/s}(0,5)0,015748\text{m}}{(0,013743 \times 10^{-3})\text{Pa}\cdot\text{s}} = 10122,93348$$

$$Re_{eq} = Re_v \frac{\mu_v}{\mu_l} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,5} + Re_l$$

$$Re_{eq} = 10122,93348 \frac{0,013743 \times 10^{-3}}{0,19131 \times 10^{-3}} \left(\frac{922,87}{2,1639} \right)^{0,5} + 727,1939511$$

$$Re_{eq} = 15744,84222$$

Sehingga nilai *tube heat transfer coefficient* nya yaitu,

$$h_i = 0,05 \times 15744,84222^{0,8} \times 1,2021^{1/3} \times \frac{0,68294 \frac{W}{mK}}{0,015748m}$$

$$h_i = 5253,94 \frac{W}{m^2K}$$

- **Menghitung Overall Heat Transfer Coefficient**

Menggunakan persamaan 2.22, untuk nilai konduktivitas panas material SS316 memiliki nilai $16,3 \text{ W/m.K}$,

$$U = \left[\left(\frac{1}{h_i} + R_{f_i} \right) \frac{d_o}{d_i} + \frac{d_o \ln \left(\frac{d_o}{d_i} \right)}{2k_{tube}} + \frac{1}{h_o} + R_{f_o} \right]^{-1}$$

$$U = \left[\left(\frac{1}{5253,94} + 8,6^{-5} \right) \frac{0,01905}{0,015748} + \frac{0,01905 \ln \left(\frac{0,01905}{0,015748} \right)}{2 \times 16,3} + \frac{1}{5817,57} + 1,7 \times 10^{-3} \right]^{-1}$$

$$U = 427,82 \frac{W}{m^2K}$$

- **Menghitung LMTD, Luas Area Perpindahan Panas, dan Heat Transfer Rate**

Persamaan diambil dari persamaan 2.7, 2.8, dan 2.13, temperatur LMTD didapatkan sebesar 23°C dengan faktor koreksi sebesar $0,996805018$ maka,

$$\Delta T_{lm,corr} = 23^\circ\text{C} \times 0,996805018 = 22,9^\circ\text{C}$$

$$A = \pi \times 0,01905m \times 3052 \times 6,096m = 1113,91m^2$$

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm,corr}$$

$$Q = 427,82 \frac{W}{m^2K} \times 1113,91m^2 \times 22,9^\circ\text{C}$$

$$Q = 1092429,291 \text{ W} = 10,92429 \text{ MW}$$

Pada analisis *thermal design* menggunakan perhitungan didapatkan nilai *heat transfer rate* sebesar $10,92429 \text{ MW}$.

4.4.3 Menghitung Pressure Drop

Pressure drop dalam suatu *heat exchanger* perlu diketahui nilainya untuk mengetahui apakah masih dibawah batas yang diizinkan. *Pressure drop* ditinjau pada sisi *shell* dan pada sisi *tube*, berikut merupakan perhitungan untuk mengetahui *pressure drop* yang terjadi.

- **Menghitung Shell Pressure Drop,**

Pada *shell side pressure drop* untuk *kettle reboiler*, *pressure drop* dalam *shell* tidak dihitung karena merupakan *natural circulation cell* atau kemampuan fluida dalam sistem untuk mensirkulasi secara terus menerus. Maka digunakan persamaan 2.35 sampai persamaan 2.37,

$$\Delta P_{s,total} = \Delta P_{liq\ in,s} + \Delta P_{liq\ out,s} + \Delta P_{vap\ out,s}$$

Langkah pertama yaitu menghitung *pressure drop* pada tiap tiap *nozzle* pada *shell*, contoh perhitungan pada *inlet nozzle shell*,

$$ID\ nozzle\ liq\ in = 0,25888\ m$$

$$ID\ nozzle\ vap\ out = 0,53975\ m$$

$$ID\ nozzle\ liq\ out = 0,25888\ m$$

$$\Delta P_{in,s} = \Delta P_{out,s} = 7,5 \times 10^{-4} N_s \frac{G_s^2}{s}$$

$$G_s\ liq\ in = \frac{63,2852\ kg/s}{(\pi/4) \times (0,258m)^2} = 1201,823054 \frac{kg}{m^2s}$$

$$s = \frac{\rho}{\rho_{water}} = \frac{959}{997} = 0,961885657$$

$$\Delta P_{liq\ in} = 7,5 \times 10^{-4} \times 1 \times \frac{1201,823054^2}{0,961885657} = 1,1262\ kPa$$

Untuk *nozzle liquid outlet* didapatkan sebagai berikut,

$$\Delta P_{liq\ out} = 0,9516\ kPa$$

$$\Delta P_{vap\ out} = 0,3527\ kPa$$

maka, *total pressure drop* pada sisi *shell* yaitu,

$$\Delta P_{s,total} = 2,4305\ kPa$$

- **Menghitung Tube Pressure Drop,**

Perhitungan *pressure drop* sisi *tube* dapat menggunakan persamaan 2.42 sampai persamaan 2.47,

$$\Delta P_{t,total} = \Delta P_t + \Delta P_{in,t} + \Delta P_{out,t}$$

Diawali dengan menghitung *mass flux tube* dan *reynold number*,

$$G_t = \frac{\dot{m} \left(\frac{np}{N_t} \right)}{\left(\frac{\pi}{4} \right) \cdot d_i^2} = \frac{5,2537(2/3052)}{\left(\frac{\pi}{4} \right) \cdot 0,015748^2} = 17,668 \frac{kg}{m^2s}$$

Untuk nilai *reynold number* digunakan *reynold equivalent* dari sisi *tube* sebesar 15744,84222. Selanjutnya mencari *friction factor*,

$$f = 0,4137 \times 15744,84222^{-0,2585} = 0,034019292$$

$$s = \frac{\rho}{\rho_{water}} = \frac{2,1639}{997} = 0,002170411$$

Untuk *pressure drop* pada sisi *tube*, perlu diketahui panjang pipa dari geometri, untuk panjang bagian *U-pipe*, digunakan diameter *tube bundle* untuk mencari panjang pipanya. $D_{bundle} = 1,408 \text{ m}$, dengan menggunakan keliling lingkaran yang dibagi 2, maka nilai panjang dari *U-pipe* sebesar 0,352 m. Maka nilai *tube pressure drop*nya sebagai berikut.

$$\Delta P_t = f \frac{L \cdot n_p}{2000 \cdot d_i} \frac{G_t^2}{s \cdot \emptyset}$$

$$\Delta P_t = 0,5 \left(0,034019292 \frac{(6,096 + 0,352) \times 2}{2000 \times 0,015748} \frac{17,66820863^2}{0,002170411 \times 1} \right)$$

$$\Delta P_t = 1,0017 \text{ kPa}$$

Kemudian menghitung *pressure drop* pada *nozzle tube*, berikut contoh perhitungan pada *inlet nozzle tube*,

$$G_t \text{ vap in} = \frac{\dot{m}}{\left(\frac{\pi}{4} \right) \cdot d_i^2} = \frac{5,2537}{\left(\frac{\pi}{4} \right) \cdot 0,33855^2} = 58,3381 \frac{kg}{m^2s}$$

$$s = \frac{\rho}{\rho_{water}} = \frac{2,1639}{997} = 0,002170411$$

$$\Delta P_{vap \text{ in}} = 5 \times 10^{-4} \frac{58,3381^2}{0,002170411} = 0,7840 \text{ kPa}$$

Didapatkan pula *pressure drop* pada *outlet nozzle tube* dengan persamaan yang sama, yaitu

$$\Delta P_{liq \text{ out}} = 0,0429 \text{ kPa}$$

Maka *total pressure drop* pada sisi *tube* yaitu,

$$\Delta P_{t.total} = 1,8287 \text{ kPa}$$

4.5 Temperature Outlet dan Performa Hasil Case Simulation

Simulasi pada mode *case simulation* dilakukan sebagai langkah akhir pada proses desain sebuah *heat exchanger* yang digunakan untuk mengetahui estimasi temperatur yang keluar dari *heat exchanger*. Hal ini digunakan untuk mengetahui estimasi performa pada kondisi unit masih baru dengan nilai temperatur yang keluar. Beberapa parameter seperti *diameter nozzle*, *inner diameter shell*, dan *number of tubes* yang didapatkan pada mode *case rating* digunakan kembali pada proses ini. Mode ini dilakukan dengan memberikan variasi *mass flowrate* sampai 120% yaitu sebesar $5,2537\text{kg/s}$ pada sisi *tube* dan sebesar $63,2849\text{kg/s}$ pada sisi *shell* sebagai *process requirement* desain *kettle reboiler* yang telah ditentukan sebelumnya. Pada mode *case simulation* didapatkan performanya sebagai berikut.

Process Conditions		Cold Shellside		Hot Tubeside		
Fluid name			Amine		LP Stream	
Flow rate	(kg/s)		63,285 *		5,2537 *	
Inlet/Outlet Y	(Wt. frac vap.)	0,0000	0,1146	1,0000	0,0000	
Inlet/Outlet T	(Deg C)	120,41	121,28	150,00	135,98 *	
Inlet P/Avg	(kPa)	213,56	212,50	395,53	394,58	
dP/Allow.	(kPa)	2,112	18,633	1,893	49,033	
Fouling	(m2-K/W)		0,001720		0,000086	
Exchanger Performance						
Shell h	(W/m2-K)	4437,5	Actual U	(W/m2-K)	442,98	
Tube h	(W/m2-K)	13183	Required U	(W/m2-K)	442,98	
Hot regime	(-)	Gravity	Duty	(MegaWatts)	11,487	
Cold regime	(-)	Flow	Eff. area	(m2)	1171,0	
EMTD	(Deg C)	22,1	Overdesign	(%)	0,00	
Shell Geometry			Baffle Geometry			
TEMA type	(-)	BKU	Baffle type		Support	
Shell ID	(mm)	1422,4	Baffle cut	(Pct Dia.)		
Series	(-)	1	Baffle orientation	(-)		
Parallel	(-)	1	Central spacing	(mm)	752,48	
Orientation	(deg)	0,00	Crosspasses	(-)	1	
Tube Geometry			Nozzles			
Tube type	(-)	Plain	Shell inlet	(mm)	258,88	
Tube OD	(mm)	19,050	Shell outlet	(mm)	539,75	
Length	(m)	6,096	Inlet height	(mm)	64,954	
Pitch ratio	(-)	1,2500	Outlet height	(mm)	77,654	
Layout	(deg)	30	Tube inlet	(mm)	338,55	
Tube count	(-)	3052	Tube outlet	(mm)	338,55	
Tube Pass	(-)	2				
Thermal Resistance; %		Velocities; m/s			Flow Fractions	
Shell	9,98		Min	Max	A	0,000
Tube	4,06	Tubeside	0,25	7,90	B	1,000
Fouling	80,80	Crossflow	0,20	4,82	C	0,000
Metal	5,15	Window	-	-	E	0,000
					F	0,000

Gambar 4.4 Hasil Running Case Simulation

Gambar 4.4 merupakan hasil data *rating* pada mode *case simulation* dengan *proses requirement* dan *parameter design* yang sama dengan mode *case rating*. Performa dari *kettle reboiler* dan geometri hasil dari *running* pada *case simulation* yaitu sebagai berikut.

Tabel 4.6 Hasil *Running Case Simulation*

Parameter	Satuan	Nilai	
Q	MW	11,467	
U Overall	W/m ² K	442,98	
A eff	m ²	1171	
Overdesign	%	0 %	
EMTD	°C	22,1	
		<i>Tube</i>	<i>Shell</i>
Pressure Drop	kPa	1,893	2,112
T outlet	°C	135,98	121,28
N tubes	-	3052	-
Weight Bundle	kg	-	14170
Outer Diameter	mm	19,05	1438,28
Inner Diameter	mm	15,75	1422,4
Nozzle In Dia	mm	338,55	258,88
Nozzle Out Dia	mm	338,55	539,75

Tabel 4.6 merupakan data hasil dari mode *case simulation* didapatkan *heat transfer rate* atau laju perpindahan panas sebesar 11,467 MW, *Overall heat transfer coefficient* sebesar 442,98 W/m².K dan *Overdesign* sebesar 0%. Sedangkan untuk sisi *shell* dan *tube pressure drop* didapatkan masih dibawah *allowable pressure drop* sebesar 2,112 kPa pada sisi *shell* dan 1,893 kPa sisi *tube*. Berat estimasi sisi *shell bundle* pada mode *case simulation* ini didapatkan sebesar 14170 kg dan masih dibawah berat *shell bundle* yang ditetapkan. *Temperatur outlet* pada fluida *shell* didapatkan sebesar 121,28°C dan *temperatur outlet* pada fluida *tube* didapatkan sebesar 135,98°C. *Temperatur outlet* pada fluida *shell* memiliki hasil yang sama dengan *temperatur outlet process requirement*, sedangkan *temperatur outlet* pada fluida *tube* mengalami penurunan dari *temperatur outlet process requirement* yaitu dari 138,50°C menjadi 135,98°C.

4.6 Pengaruh Variasi *Mass Flowrate* pada *Case Simulation*

Variasi *mass flowrate* pada mode *case simulation* dilakukan sebagai langkah untuk mengetahui performa dan *temperatur outlet* dari setiap perubahan yang terjadi pada proses desain sebuah *heat exchanger*. Data input pada mode *case rating* berasal dari data input mode *case rating* yang telah dievaluasi sebelumnya. Tujuan dalam melakukan variasi ini yaitu untuk mengetahui performa pada *kettle reboiler* pada tiap *mass flowrate* yang diberikan. Nilai variasi diambil berdasarkan *margin* 20% yang digunakan untuk mentoleransi perubahan *mass flowrate* akibat *fouling*. Dengan demikian didapatkan data hasil dari mode *case simulation* sebagai berikut.

Tabel 4.7 Data Performa dengan Variasi Mass Flowrate

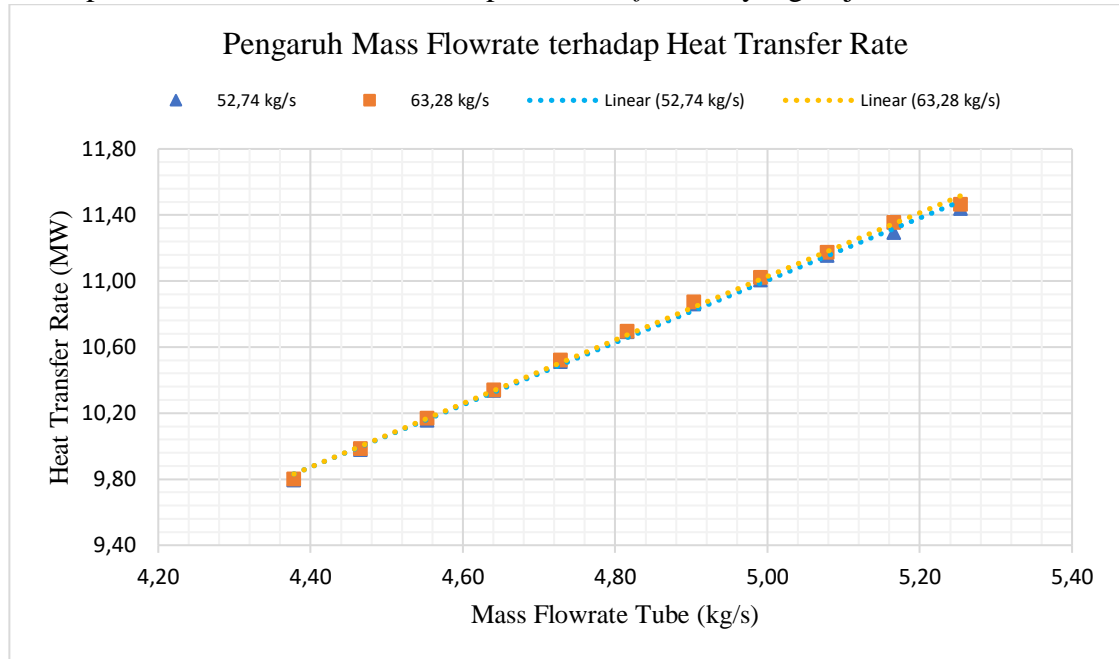
Variasi		Q	U	Pressure Drop		T outlet	
\dot{m}_{shell}	\dot{m}_{tube}			Tube	Shell	Tube	Shell
kg/s	kg/s	MW	W/m ² k	kPa	kPa	C	C
52,7374	4,3781	9,7966	398,70	1,218	1,485	123,08	121,30
	4,4656	9,9782	405,38	1,283	1,491	123,83	121,31
	4,5532	10,1560	411,34	1,315	1,498	124,75	121,32
	4,6407	10,3380	415,09	1,378	1,505	125,41	121,33
	4,7283	10,5120	420,22	1,453	1,511	126,47	121,35
	4,8159	10,6940	422,63	1,517	1,518	127,06	121,36
	4,9034	10,8600	427,22	1,594	1,525	128,43	121,37
	4,9910	11,0080	433,01	1,668	1,531	130,60	121,38
	5,0785	11,1550	437,38	1,742	1,536	132,69	121,39
	5,1661	11,2930	441,69	1,822	1,542	135,18	121,40
	5,2537	11,4410	444,57	1,902	1,548	137,11	121,41
63,2849	4,3781	9,8012	397,17	1,176	2,046	122,84	121,18
	4,4656	9,9861	403,14	1,241	2,053	123,41	121,19
	4,5532	10,1700	407,79	1,303	2,060	124,02	121,20
	4,6407	10,3410	414,72	1,377	2,067	125,26	121,21
	4,7283	10,5230	417,97	1,441	2,074	125,91	121,22
	4,8159	10,6960	422,63	1,518	2,081	127,01	121,23
	4,9034	10,8730	425,99	1,590	2,088	127,83	121,24
	4,9910	11,0220	431,70	1,664	2,094	129,96	121,25
	5,0785	11,1740	436,05	1,737	2,100	131,86	121,26
	5,1661	11,3570	437,00	1,800	2,108	132,30	121,27
	5,2537	11,4670	442,98	1,893	2,112	135,98	121,28

Data pada tabel 4.7 merupakan hasil dari variasi *mass flowrate shell* dan *tube* yang didapatkan pada simulasi menggunakan mode *case simulation*. Data-data tersebut merupakan performa dan batasan yang digunakan dalam melakukan desain suatu *heat exchanger*, seperti *heat transfer rate* atau laju perpindahan panas(Q), koefisien perpindahan panas yang terjadi(U), serta penurunan tekanan(ΔP) yang terjadi apakah masih sesuai dengan penurunan tekanan yang diizinkan serta perubahan temperatur *outlet*(Tc out, Th out). Pengaruh variasi *mass flowrate shell* dan *tube* terhadap performa *kettle reboiler* untuk lebih jelasnya akan dibahas pada subbab berikut.

4.6.1 Pengaruh Variasi Mass Flowrate terhadap Heat Transfer Rate

Heat transfer rate atau laju perpindahan panas merupakan kecepatan dari perpindahan energi(dalam hal ini energi panas) yang terjadi karena adanya perubahan temperatur pada fluida kerja. *Heat transfer rate* juga dipengaruhi oleh banyak faktor, seperti luas permukaan perpindahan panas(A), laju aliran *massa*(m), jumlah *tube* dalam *tube bundle*(Nt), panjang *tube*(L), diameter *tube*(do), maupun koefisien perpindahan

panas(U). Pada subbab ini akan dilihat pengaruh kenaikan *mass flowrate* atau laju aliran massa pada sisi *shell* dan *tube* terhadap *heat transfer rate* yang terjadi.



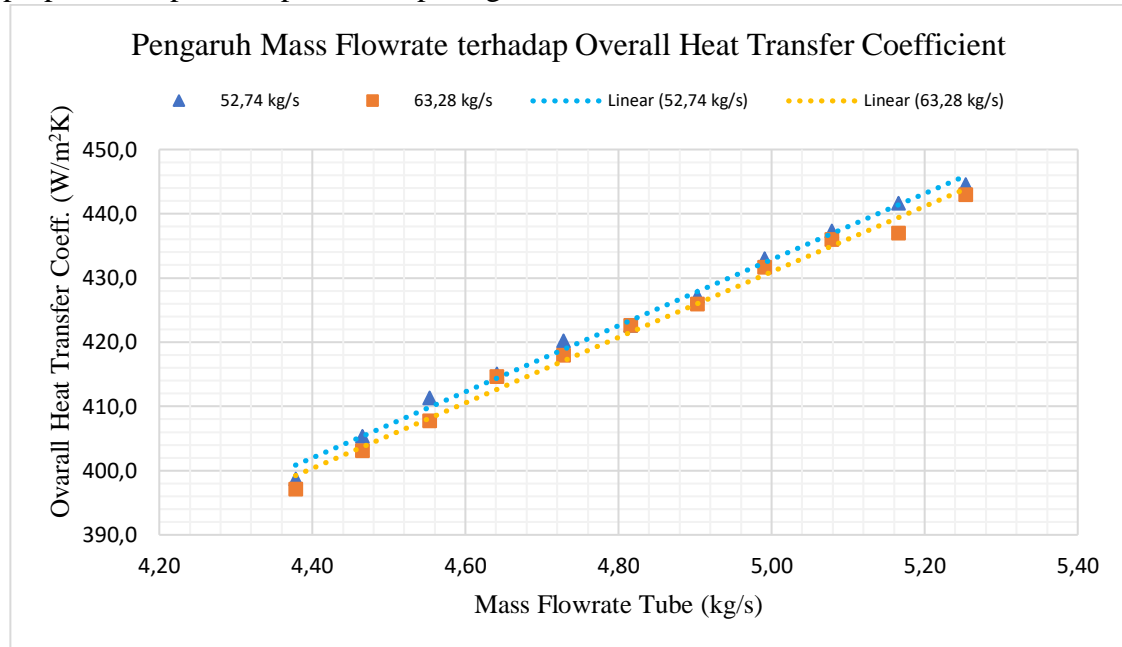
Gambar 4.5 Pengaruh *Mass Flowrate* terhadap *Heat Transfer Rate*

Gambar 4.5 merupakan pengaruh dari kenaikan *mass flowrate tube* dengan nilai 0,0876 kg/s dan *mass flowrate shell* dengan nilai 10,5476 kg/s. Berdasarkan data grafik didapatkan nilai *heat transfer rate* meningkat pada kenaikan *mass flowrate tube* dan kenaikan *mass flowrate shell*. Dapat dilihat bahwa nilai *heat transfer rate* terendah berada pada *mass flowrate tube* sebesar 4,3781 kg/s dan *mass flowrate shell* sebesar 52,7373 kg/s dengan nilai *heat transfer rate* sebesar 9,7966 MW. Sedangkan nilai *heat transfer rate* tertinggi berada pada *mass flowrate tube* sebesar 5,2537 kg/s dan *mass flowrate shell* sebesar 63,2849 kg/s dengan nilai *heat transfer rate* sebesar 11,4670 MW. Pada kenaikan *mass flowrate* sisi *shell*, *heat transfer rate* yang terjadi juga sedikit mengalami peningkatan namun tidak signifikan. Ini terjadi dikarenakan *mass flowrate* pada sisi *shell* tidak terlalu berpengaruh terhadap *overall heat transfer coefficient* sehingga nilai *heat transfer rate* tidak akan meningkat secara signifikan. Selain itu, *mass flowrate* pada sisi *shell* juga tidak terlalu berpengaruh dikarenakan perbedaan temperatur yang rendah. Pada kenaikan *mass flowrate* sisi *tube*, *heat transfer rate* mengalami peningkatan. Ini dikarenakan *mass flowrate tube* akan berpengaruh terhadap nilai *mass flux* dan *reynold number* sisi *tube* akan meningkat. Hal ini akan meningkatkan *heat transfer coefficient* pada sisi *tube* dan akan meningkatkan *overall heat transfer coefficient*. Dengan meningkatnya *overall heat transfer coefficient* dan konstantanya nilai luas permukaan panas serta perbedaan temperatur, maka nilai *heat transfer rate* juga akan meningkat.

4.6.2 Pengaruh Variasi *Mass Flowrate* terhadap *Overall Heat Transfer Coefficient*

Overall Heat transfer coefficient atau koefisien perpindahan panas seluruh merupakan karakteristik kuantitatif perpindahan panas konveksi antara media fluida dan permukaan dinding yang dialiri fluida. Nilai koefisien perpindahan panas dapat

ditentukan dari nilai *heat transfer rate*(Q) maupun dari *coefficient* perpindahan panas pada sisi *shell* (h_o) dan sisi *tube* (h_i), selain itu nilai luas permukaan perpindahan panas(A) dan temperatur rata-rata logaritmik(LMTD) juga berpengaruh. Nilai koefisien perpindahan panas yang terjadi juga dipengaruhi oleh nilai konduktivitas panas material *tube*(k_{tube}), *fouling resistance* pada sisi *shell* dan sisi *tube*, diameter luar *tube* dan diameter dalam *tube*. Untuk data hasil pengaruh variasi *mass flowrate* terhadap koefisien perpindahan panas dapat dilihat pada gambar berikut.



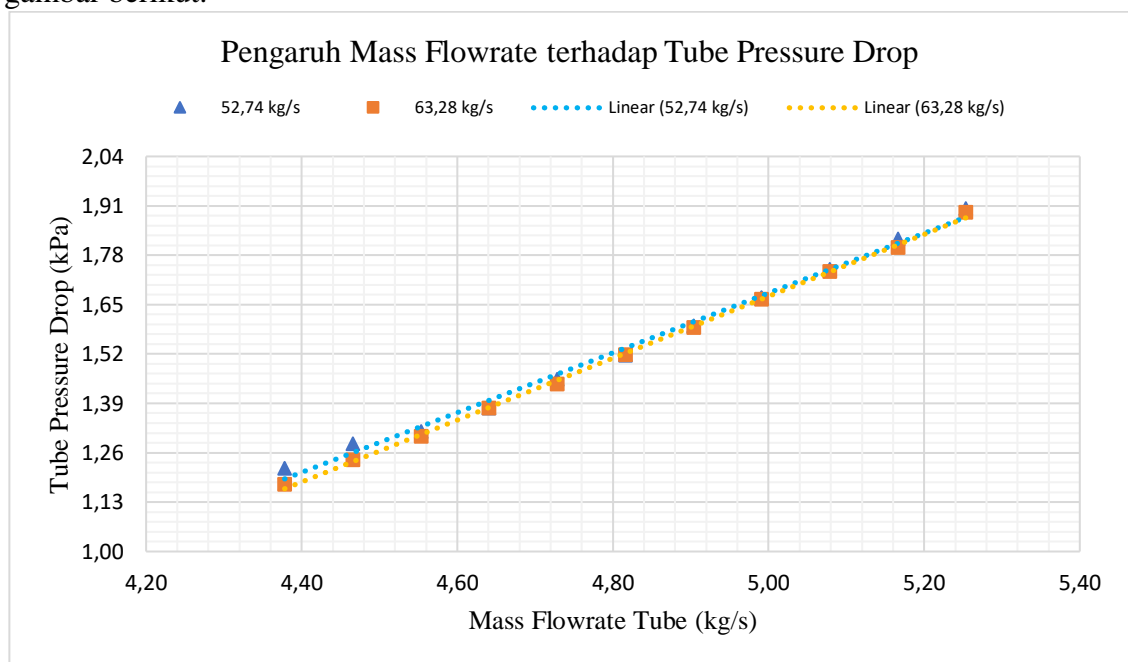
Gambar 4.6 Pengaruh *Mass Flowrate* terhadap *Overall Heat Transfer Coefficient*

Gambar 4.6 merupakan pengaruh dari kenaikan *mass flowrate tube* dengan nilai 0,0876 kg/s dan *mass flowrate shell* dengan nilai 10,5476 kg/s terhadap *Overall heat transfer coefficient*. Berdasarkan data grafik didapatkan nilai *Overall heat transfer coefficient* meningkat pada kenaikan *mass flowrate tube* dan kenaikan *mass flowrate shell*. Dapat dilihat bahwa nilai *Overall heat transfer coefficient* terendah berada pada *mass flowrate tube* sebesar 4,3781 kg/s dan *mass flowrate shell* sebesar 63,2849 kg/s dengan nilai *Overall heat transfer coefficient* sebesar 397,17 W/m².K. Sedangkan nilai *Overall heat transfer coefficient* tertinggi berada pada *mass flowrate tube* sebesar 5,2537 kg/s dan *mass flowrate shell* sebesar 52,7373 kg/s dengan nilai *Overall heat transfer coefficient* sebesar 444,57 W/m².K. Penurunan *overall heat transfer coefficient* pada kenaikan *mass flowrate* sisi *shell* diakibatkan oleh temperatur *outlet* sisi *shell* yang menurun. Hal ini diakibatkan pada kenaikan *mass flowrate* sisi *shell* maka waktu pengendapan/*boiling* didalam *shell* semakin singkat, ini mengakibatkan nilai *heat transfer coefficient* pada sisi *shell* menurun, maka nilai *overall heat transfer coefficient* akan menurun. Pada kenaikan *mass flowrate* sisi *tube*, temperatur *outlet* sisi *tube* akan meningkat. Selain dipengaruhi oleh temperatur, nilai *heat transfer coefficient* pada sisi *tube* akan meningkat dengan meningkatnya nilai *mass flux* akibat kenaikan *mass flowrate tube*. Semakin naik *mass flux*, nilai *reynold number* juga akan meningkat, dengan begitu aliran fluida didalam *tube* akan semakin turbulen. Semakin aliran didalam *tube* turbulen,

maka fluida didalam *tube* akan bersentuhan dengan dinding/*surface* didalam *tube* semakin merata. Hal ini akan meningkatkan *overall heat transfer coefficient*.

4.6.3 Pengaruh Variasi *Mass Flowrate* terhadap *Pressure Drop*

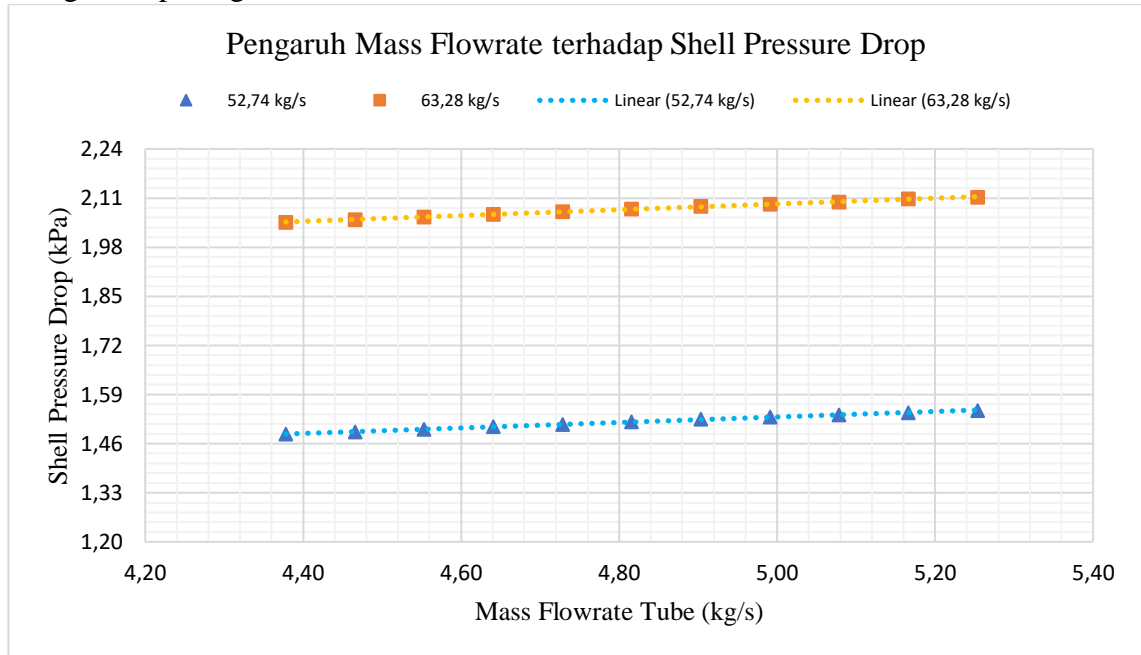
Pressure drop merupakan penurunan tekanan yang terjadi saat aliran fluida mengalami turbulensi atau gangguan yang menyebabkan *pressure drop*. Dalam proses mendesain suatu *heat exchanger*, nilai *pressure drop* perlu ditinjau untuk mengetahui penurunan tekanan yang terjadi dan dilakukan pengecekan apakah masih dibawah batas *pressure drop* yang diizinkan. Banyak faktor yang mempengaruhi *pressure drop* pada sebuah *heat exchanger*. *Pressure drop* sisi *shell* dapat dipengaruhi oleh diameter *nozzle* dan pada sisi *tube* dapat dipengaruhi oleh panjang *tube*, diameter *tube*, dan *tube passes*. Untuk data hasil pengaruh variasi *mass flowrate* terhadap *pressure drop* dapat dilihat pada gambar berikut.



Gambar 4.7 Pengaruh *Mass Flowrate* terhadap *Tube Pressure Drop*

Gambar 4.7 merupakan pengaruh dari kenaikan *mass flowrate tube* dengan nilai 0,0876 kg/s dan *mass flowrate shell* dengan nilai 10,5476 kg/s terhadap *tube pressure drop*. Berdasarkan data grafik didapatkan nilai *tube pressure drop* meningkat pada kenaikan *mass flowrate tube* dan memiliki nilai sedikit menurun pada kenaikan *mass flowrate shell*. Hal ini mengindikasikan bahwa variasi *mass flowrate* pada sisi *shell* tidak terlalu berpengaruh terhadap *tube pressure drop*. Dapat dilihat bahwa nilai *tube pressure drop* terendah berada pada *mass flowrate tube* sebesar 4,3781 kg/s dan *mass flowrate shell* sebesar 63,2849 kg/s dengan nilai *tube pressure drop* sebesar 1,176 kPa. Sedangkan nilai *tube pressure drop* tertinggi berada pada *mass flowrate tube* sebesar 5,2537 kg/s dan *mass flowrate shell* sebesar 52,7374 kg/s dengan nilai *tube pressure drop* sebesar 1,902 kPa. Pada kenaikan *mass flowrate* sisi *shell*, nilai *tube pressure drop* sedikit menurun, ini disebabkan ketika *mass flowrate shell* yang semakin naik, maka temperatur *tube* semakin menurun, akibat efek temperature ini, maka nilai *tube pressure drop* akan semakin menurun. Pada kenaikan *mass flowrate* sisi *tube* menyebabkan *pressure drop* sisi *tube* juga mengalami kenaikan. Hal tersebut dikarenakan *mass flowrate* berpengaruh terhadap

mass flux yang terjadi di tiap-tiap *tube*, dan hal tersebut dapat menyebabkan *pressure drop* mengalami peningkatan.

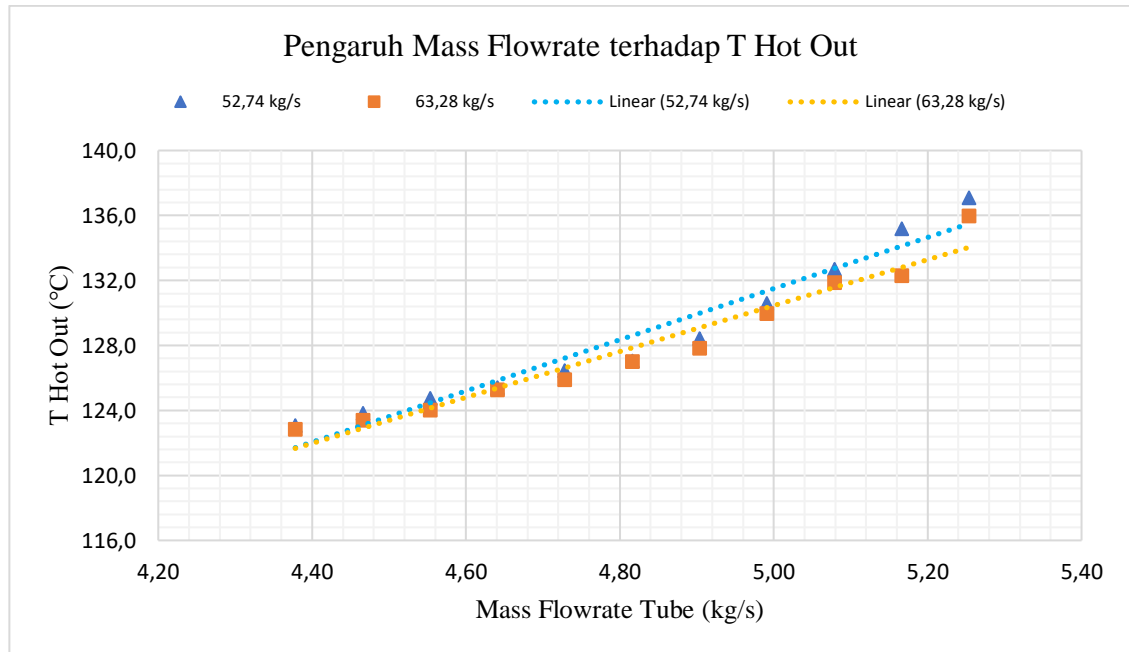


Gambar 4.8 Pengaruh *Mass Flowrate* terhadap *Shell Pressure Drop*

Gambar 4.8 merupakan pengaruh dari kenaikan *mass flowrate tube* dengan nilai 0,0876 kg/s dan *mass flowrate shell* dengan nilai 10,5476 kg/s terhadap *shell pressure drop*. Berdasarkan data grafik didapatkan nilai *shell pressure drop* meningkat pada kenaikan *mass flowrate shell* dan memiliki nilai yang sedikit meningkat pada kenaikan *mass flowrate tube*. Hal ini mengindikasikan bahwa variasi *mass flowrate* pada sisi *tube* tidak terlalu berpengaruh terhadap *tube pressure drop* dengan variasi kenaikan yang rendah. Dapat dilihat bahwa nilai *shell pressure drop* terendah berada pada *mass flowrate tube* sebesar 4,3781 kg/s dan *mass flowrate shell* sebesar 52,7374 kg/s dengan nilai *tube pressure drop* sebesar 1,485 kPa. Sedangkan nilai *shell pressure drop* tertinggi berada pada *mass flowrate tube* sebesar 5,2537 kg/s dan *mass flowrate shell* sebesar 63,2849 kg/s dengan nilai *tube pressure drop* sebesar 2,112 kPa. Kenaikan *mass flowrate* sisi *shell* menyebabkan *pressure drop* sisi *shell* juga mengalami kenaikan. Hal tersebut dikarenakan *mass flowrate* berpengaruh terhadap *mass flux* yang terjadi di tiap-tiap *nozzle*, dan hal tersebut dapat menyebabkan *pressure drop* mengalami peningkatan. Pada kenaikan *mass flowrate* sisi *tube*, nilai *shell pressure drop* akan mengalami sedikit kenaikan, ini disebabkan oleh efek perpindahan panas dari sisi *tube*.

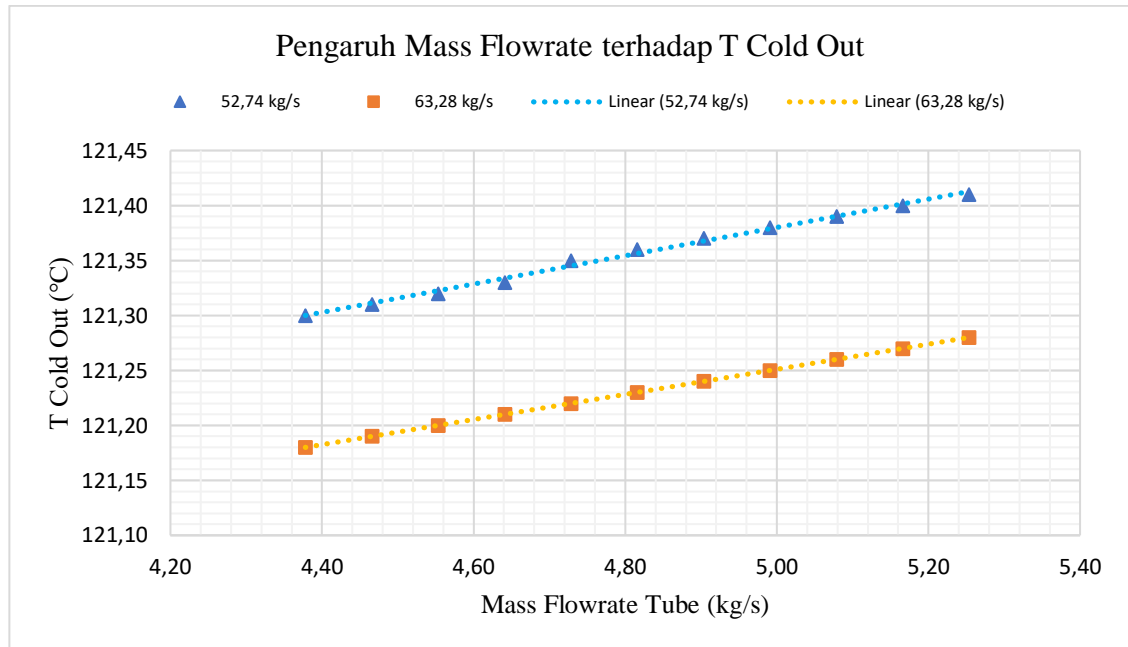
4.6.4 Pengaruh Variasi *Mass Flowrate* terhadap *Temperature Outlet*

Temperatur *outlet* dari sisi *shell* dan sisi *tube* dapat berubah sesuai dengan *mass flowrate* yang diberikan. Hal ini dapat dipengaruhi oleh laju perpindahan panas, nilai entalpi maupun kapasitas panas spesifik yang dapat menyebabkan temperatur *outlet* mengalami perubahan menyesuaikan dengan *mass flowrate* yang masuk. Untuk data hasil pengaruh variasi *mass flowrate* terhadap temperatur *outlet* dapat dilihat pada gambar berikut.



Gambar 4.9 Pengaruh Mass Flowrate terhadap Tube Temperature Outlet

Gambar 4.9 merupakan pengaruh dari kenaikan *mass flowrate tube* dengan nilai 0,0876 kg/s dan *mass flowrate shell* dengan nilai 10,5476 kg/s terhadap temperatur *hot outlet*. Berdasarkan data grafik didapatkan nilai temperatur *hot outlet* akan meningkat seiring dengan kenaikan *mass flowrate* pada sisi *tube*, sedangkan pada kenaikan *mass flowrate* pada sisi *shell* terlihat bahwa temperatur *hot outlet* menurun. Temperatur *hot outlet* terendah berada pada *mass flowrate* 4,3781 kg/s pada sisi *tube* dan *mass flowrate* 63,2849 kg/s pada sisi *shell* sebesar 122,82°C. Temperatur *hot outlet* tertinggi berada pada *mass flowrate* 5,2537 kg/s pada sisi *tube* dan *mass flowrate* 52,7374 kg/s pada sisi *shell* sebesar 137,12°C. Kenaikan *mass flowrate* pada sisi *shell* berpengaruh pada penurunan temperatur *hot outlet*. Hal ini dikarenakan pada kenaikan *mass flowrate shell* dan pada *mass flowrate tube* konstan, temperatur *hot outlet tube* akan mengalami penurunan, ini didasarkan pada persamaan *heat balance*. Pada kenaikan *mass flowrate tube*, temperatur *hot outlet* meningkat dikarenakan pada nilai *heat transfer rate* yang konstan, ketika *mass flowrate tube* dinaikan, maka temperatur *hot outlet* akan menyesuaikan dengan menurunkan selisih antara temperatur *hot inlet*. Untuk menurunkan nilai selisih tersebut, temperatur *hot outlet* akan meningkat.



Gambar 4.10 Pengaruh *Mass Flowrate* terhadap *Shell Temperature Outlet*

Gambar 4.10 merupakan pengaruh dari kenaikan *mass flowrate tube* dengan nilai 0,0876 kg/s dan *mass flowrate shell* dengan nilai 10,5476 kg/s terhadap temperatur *cold outlet*. Berdasarkan data grafik didapatkan nilai temperatur *cold outlet* akan meningkat seiring dengan kenaikan *mass flowrate* pada sisi *tube*, sedangkan pada kenaikan *mass flowrate* pada sisi *shell* terlihat bahwa temperatur *cold outlet* menurun. Temperatur *hot outlet* terendah berada pada *mass flowrate* 4,3781 kg/s pada sisi *tube* dan *mass flowrate* 63,2849 kg/s pada sisi *shell* sebesar 121,18°C. Temperatur *hot outlet* tertinggi berada pada *mass flowrate* 5,2537 kg/s pada sisi *tube* dan *mass flowrate* 52,7374 kg/s pada sisi *shell* sebesar 121,41°C. Kenaikan *mass flowrate shell* berpengaruh pada penurunan temperatur *cold outlet* dikarenakan pada *heat transfer rate* yang sama, ketika *mass flowrate shell* dinaikan, maka temperatur *cold outlet* akan menurun untuk menurunkan selisih antara temperatur *cold inlet*. Kenaikan *mass flowrate tube* berpengaruh pada kenaikan temperatur *cold outlet*. Hal ini dikarenakan pada kenaikan *mass flowrate tube* dan pada *mass flowrate shell* konstan, temperatur *cold outlet* akan meningkat sesuai dengan persamaan *heat balance*.

4.7 Perbandingan Perhitungan dan HTRI Mode Simulation

Performa dari analisis perhitungan dan HTRI mode *simulation* dengan *mass flowrate tube* sebesar 5,2537 kg/s dan *mass flowrate shell* sebesar 63,2849 kg/s berasal dari subbab 4.2.2 dan subbab 4.5 adalah sebagai berikut.

Tabel 4.8 Hasil Perhitungan dan HTRI Mode Simulation

Parameter	Satuan	HTRI	LMTD Method	Error
Q	MW	11,4670	10,9243	4,73%

Pada tabel hasil analisis perhitungan dan HTRI mode *simulation* didapatkan error perbedaan hasil dari nilai *heat transfer rate* sebesar 4,73%. Perbedaan ini dikarenakan oleh luas area perpindahan panas yang didapat dari perhitungan LMTD lebih kecil dari *software* HTRI. Didapatkan nilai luas area perpindahan panas dari HTRI sebesar 1171m² dan dari perhitungan didapatkan sebesar 1113,91m². Luas area perpindahan panas berpengaruh terhadap nilai *heat transfer rate* yang terjadi. Nilai *heat transfer rate* berbanding lurus dengan nilai luas area perpindahan panas, semakin tinggi nilai luas area perpindahan panas, maka nilai *heat transfer rate* semakin meningkat.

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Analisis *thermal design kettle reboiler* pada *acid gas removal unit bio refinery* kilang plaju dengan menggunakan *software* HTRI xchanger suite, memiliki hasil sebagai berikut.

1. Didapatkan geometri dari *kettle reboiler* dengan *process requirement* yang sama dengan PDS yaitu, TEMA type B-K-U, dimensi *tube* $d_o = 0,01905(m)$, $L = 6,096(m)$, $thickness = 0,001651(m)$, $pitch\ ratio = 1,25$, $tube\ layout = 30^\circ$, $d_{noz,vap\ in} = 0,33855(m)$, $d_{noz,liq\ out} = 0,33855(m)$ dan $N_{tubes} = 3052$, dimensi *shell* yaitu $D_i = 1,4224(m)$, $D_o = 1,4383(m)$, $d_{noz,liq\ in} = 0,25888(m)$, $d_{noz,liq\ out} = 0,25888(m)$, $d_{noz,vap\ out} = 0,53975(m)$ dan berat *shell bundle* $W_b = 14170(kg)$. Direkomendasikan *mass flowrate shell* sebesar 52,7375 kg/s (100%) dan *mass flowrate tube* sebesar 5,2537 kg/s (120%).
2. Pada kenaikan *mass flowrate* sisi *tube*, nilai *heat transfer rate*, *overall heat transfer coefficient*, *tube pressur drop*, *shell pressure drop*, *temperatur hot outlet*, dan *temperatur cold outlet* akan meningkat.
3. Pada kenaikan *mass flowrate* sisi *shell*, nilai *heat transfer rate* dan *shell pressure drop* akan meningkat. Sedangkan *overall heat transfer coefficient*, *tube pressure drop*, *temperatur hot outlet*, dan *temperatur cold outlet* akan menurun.

5.2 Saran

Beberapa saran berdasarkan hasil tugas akhir ini yang dapat diberikan untuk penelitian selanjutnya adalah sebagai berikut.

1. Perlu dilakukan kembali perbandingan hasil performa *Kettle Reboiler* dari HTRI dengan *software* desain lain ataupun perhitungan manual dengan menggunakan metode lain sebagai media untuk mengetahui keandalan *software* HTRI dalam proses desain.
2. Perlu dilakukan eksperimen pada unit *heat exchanger* untuk memvalidasi performa hasil HTRI dengan kondisi aktual.

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR PUSTAKA

- Abatzoglou, N., & Boivin, S. (2009). A review of biogas purification processes. *Biofuels, Bioproducts and Biorefining*, 3(1), 42–71. <https://doi.org/10.1002/bbb.117>
- Agil Diswantoro. (2018). *Optimisasi pada design heat exchanger tipe shell and tube menggunakan twisted tape*. Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.
- Alperen, M. A., Kayabaşı, E., & Kurt, H. (2019). Detailed Comparison of the Methods Used in the Heat Transfer Coefficient and Pressure Loss Calculation of Shell Side of Shell and Tube Heat Exchangers with the Experimental Results. *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization and Environmental Effects*, 00(00), 1–20. <https://doi.org/10.1080/15567036.2019.1672835>
- Alsaemre, H., Ateeq, A., & Kalaf, A. (2022). *Optimum Design Parameters with the Lowest Cost of Basra Refinery Kettle Reboiler*. 1–15. <https://doi.org/10.4108/eai.7-9-2021.2314804>
- ansonindustry. (n.d.). *U Tube Heat Exchanger*. Tianjin Anson International Co.,Ltd. Retrieved March 20, 2022, from <http://www.ansonindustry.com/pressure-vessel/u-tube-heat-exchanger.html>
- Asadi, M., Ramin, D., & Khoshkhoo, H. (2013). Effects of mass flow rate in terms of pressure drop and heat transfer characteristics. *Merit Research Journal of Environmental Science and Toxicology*, 1(1), 5–011. <http://www.meritresearchjournals.org/est/index.htm>
- Brogan, R. J. (2011). *Shell and Tube Heat Exchanger*. Thermopedia. https://doi.org/10.1615/AtoZ.s.shell_and_tube_heat_exchangers
- chemicalengineeringworld. (2020). *Kettle Type Reboiler Working*. <https://chemicalengineeringworld.com/kettle-type-reboiler-working/>
- Dewan Energi Nasional. (2020). *Rencana Umum Energi Nasional*. <https://iesr.or.id/wp-content/uploads/2020/09/DEN-29-Sept-2020.pdf>
- Dr. Istadi. (n.d.). *Pengolahan Gas Secara Kimia* (Issue Tkk 564). <http://eprints.undip.ac.id/1271/1/gasprocessing4.pdf>
- Handibag, R., Potdar, D. U., & Jadhav, A. (2020). *Thermal Design of Tube and Shell Heat Exchanger and Verification by HTRI Software*. 9(12), 525–530.
- Horti, P. (2018). *Tentang Kami*. 62(21), 7988701. <https://hortikultura.litbang.pertanian.go.id/profil-kami.html>

- HTRI. (n.d.). *HTRI Software*. Retrieved March 20, 2022, from <https://www.htri.net/software>
- <http://home.iitk.ac.in>. (n.d.). *Control-Volume Analysis*. Retrieved March 20, 2022, from <http://home.iitk.ac.in/~suller/lectures/lec11.htm>
- Industri, R. (n.d.). *HTRI*. Retrieved March 20, 2022, from <https://rekayasaindustri.com/htri/>
- Kakaç, S., Liu, H., & Pramuanjaroenkij, A. (2012). *Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design, Third Edition* (Vol. 6). <https://books.google.com/books?hl=en&lr=&id=sJXpvP6xLZsC&pgis=1>
- Kumar, S., Jain, A., Mohanty, B., & Gupta, S. C. (2003). Recirculation model of kettle reboiler. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46(15), 2899–2909. [https://doi.org/10.1016/S0017-9310\(03\)00015-2](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(03)00015-2)
- Kuppan Thulukkanam. (2011). *Heat Exchanger Design Handbook* (2nd ed.). Press, CRC. https://books.google.co.id/books?id=hmzRBQAAQBAJ&printsec=frontcover&hl=id&source=gbg_summary_r&cad=0#v=onepage&q&f=false
- Muhammad Rosyid. (2019). *Penentuan Faktor Koreksi LMTD*. <https://mrzeo.wordpress.com/2019/12/25/rule-of-thumb-untuk-heat-exchanger-bagian-2/>
- Negar Sadegh. (2013). General rights Acid Gas Removal from Natural Gas with Alkanolamines A Modeling and Experimental Study [Technical University of Denmark]. In *Downloaded from orbit.dtu.dk on* (Vol. 14). https://backend.orbit.dtu.dk/ws/portalfiles/portal/74231427/Negar_Sadegh_PhD_Thesis_Final_.PDF
- Newpoint Gas, L. (2017). *Amine Treating Plants*. <https://www.newpointgas.com/services/amine-treating-plants/>
- Prabaswara, R. J., Rulianah, S., & Sindhuwati, C. (2021). Evaluasi Pressure Drop Heat Exchanger -03 Pada Crude Distillation Unit PPSDM MIGAS CEPU. *Distilat: Jurnal Teknologi Separasi*, 7(9), 505–513.
- Process Cooling. (2013). *Tube Size, Count, Length and More: Tips for Heat Exchanger Design*. <https://www.process-cooling.com/articles/87275-tube-size-count-length-and-more-tips-for-heat-exchanger-design>
- Putri, M. J. A. (2018). *Optimasi Desain Reboiler Pada Distillation Column Dengan Menggunakan Metode Stochastic Algoritma* [Institut Teknologi Sepuluh Nopember]. <https://repository.its.ac.id/57477/>
- R.W.Serth. (2007). *Process Heat Transfer* (R.W. Serth (ed.)). <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/B978-012373588-1/50013-9>.

- Rahman, A., & Dkk. (2014). *Perpindahan Panas "Reboiler."*
https://www.academia.edu/17520327/225169468_Makalah_Reboiler
- Robin Smith, Ming Pan, & Igor Bulatov. (2013). *Heat Transfer Enhancement in Heat Exchanger Networks* (Jiří J. Klemeš (ed.)). Woodhead.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1533/9780857097255.5.966>
- Sassi, M., & Gupta, A. K. (2008). Sulfur Recovery from Acid Gas Using the Claus Process and High Temperature Air Combustion (HiTAC) Technology. *American Journal of Environmental Sciences*, 4(5), 502–511. <https://doi.org/10.3844/ajessp.2008.502.511>
- Tanato, K. R., Kusuma, W., & Santhiarsa, N. (2017). Analisa Unjuk Kerja Alat Penukar Panas Amine Regenerator Reboiler di PT Pertamina EP Prabumulih Field. *Jurnal METTEK*, pp.
- Wermac. (n.d.). *Heat Exchangers TEMA Design*. Werner Sölken. Retrieved March 20, 2022, from https://www.wermac.org/equipment/heatexchanger_part5.html
- Wikipedia. (n.d.). *Reboiler*. Retrieved March 18, 2022, from <https://en.wikipedia.org/wiki/Reboiler>

Halaman ini sengaja dikosongkan

LAMPIRAN

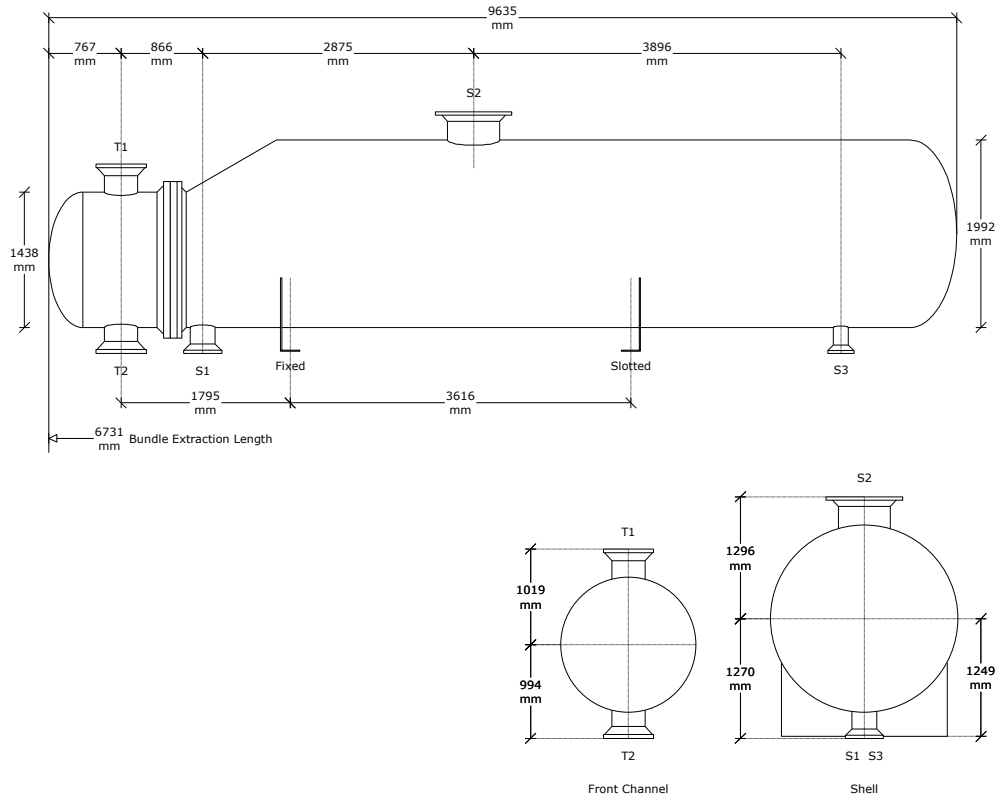
A. Process Data Sheet PT. Rekind

Rekind		PROCESS DATA SHEET AGR REBOILER 441-E-001 CASE : INEOS SIMULATION		PERTAMINA	
Company : PT. KILANG PERTAMINA INTERNATIONAL		Doc. No. : V2002-400-PDS-GEB-RE-0009		Rev AA	
Contractor : Rekind		Sheet No. : 8 of 10		Plant Location : Refinery Unit III-Plaju- Sungai Gerong, Palembang, Indonesia	
Project : Pekerjaan Pembuatan FEED Proyek Bio Refinery Kilang Plaju		P&ID Ref. : No. Required 1			
Service : AGR Reboiler		SurfUnit (Gross/Eff) : m ²			
Type : TEMA, type BKU		SurfSheet (Gross/Eff) : m ²			
Orientation : Horizontal		Connected in Series : 1			
Flow Pattern : <input type="checkbox"/> Counter <input type="checkbox"/> Cross-Counter <input checked="" type="checkbox"/> Cross <input type="checkbox"/> Parallel					
PERFORMANCE (REF. 1)					
Condition		Hot Fluid		Cold Fluid	
Fluid Allocation		Tube Side		Shell Side	
Fluid Name		LP Steam		Amine	
Position		Inlet		Outlet	
Total Flowrate (note 1)		120% x 15,761		120% x 189,854.61	
Liquid		-		120% x 174,426.07	
Vapour		-		120% x 15,428.49	
Steam		120% x 15,761		-	
Aqueous		-		-	
Non Condensable		-		-	
Temperature		150.0		138.5	
Inlet Pressure		3		0.9998	
Max. Allowable Pressure Drop		0.5 (NOTE 2)		0.91 (NOTE 2, 3)	
Fouling Resistance (min)		0.0001		0.002	
Heat Exchanged (note 1)		kW		120% x 9,592	
LMFD (Connected)		°C		(NOTE 4, 5)	
Transfer Rate		Clean		(NOTE 6)	
Service		-		(NOTE 6)	
				0.19 kg/cm2/ 2.7 psi	
CONSTRUCTION OF ONE SHELL					
Location		Tube Side (Hot Fluid)		Shell Side (Cold Fluid)	
Design Pressure		5.37/0.165°C		3.57/0.165°C	
Design Temperature (MAX/MIN)		315 / 20 (NOTE 12)		160 / 20 (NOTE 12)	
No. Passes per Shell		3		0	
Corrosion Allowance		mm		mm	
Nozzle Connection Size and Rating		Inlet Nozzle		150#	
		Outlet Nozzle		150#	
Fluid Allocation		Hot Side		Cold Side	
Test Pressure		kg/cm ² g			
Vacuum Condition		Yes/No		Yes	
Minimum Design Metall. Temp.		°C		Note 11	
Radiography		<input type="checkbox"/> Full <input type="checkbox"/> No		<input type="checkbox"/> By Code	
Postweld Heat Treatment		<input type="checkbox"/> Full <input type="checkbox"/> No		<input type="checkbox"/> By Code	
Impact Test Material		<input type="checkbox"/> Full <input type="checkbox"/> No		<input type="checkbox"/> By Code	
NHC Test Material		<input type="checkbox"/> Full <input type="checkbox"/> No		<input type="checkbox"/> By Code	
Insulation		<input type="checkbox"/> No <input checked="" type="checkbox"/> Hot		<input type="checkbox"/> Cold <input type="checkbox"/> PP	
Local Regulation					
Code Requirement					
Tube No.		OD (min) 19.05 mm		Thk (min) 1.65 mm	
Tube Type		Pitch 25.4 mm		Layout deg	
Shell Material		KCS + SS316L Cladding		ID Shell	
Shell flange-channel side		SS 316L		Shell Material	
Channel or Bonnet		KCS		Shell Cover	
Floating Head Cover		-		Channel flange	
Tubesheet-Floating		-		- shell side	
Cross Baffles Material		-		- cover side	
Long Baffles Material		-		Channel Cover	
Tube Support Material		SS316		Tubesheet-Stationary	
				Impingement Plate	
				Baffle type	

B. Data Sheet Physical Properties Amine Fluid

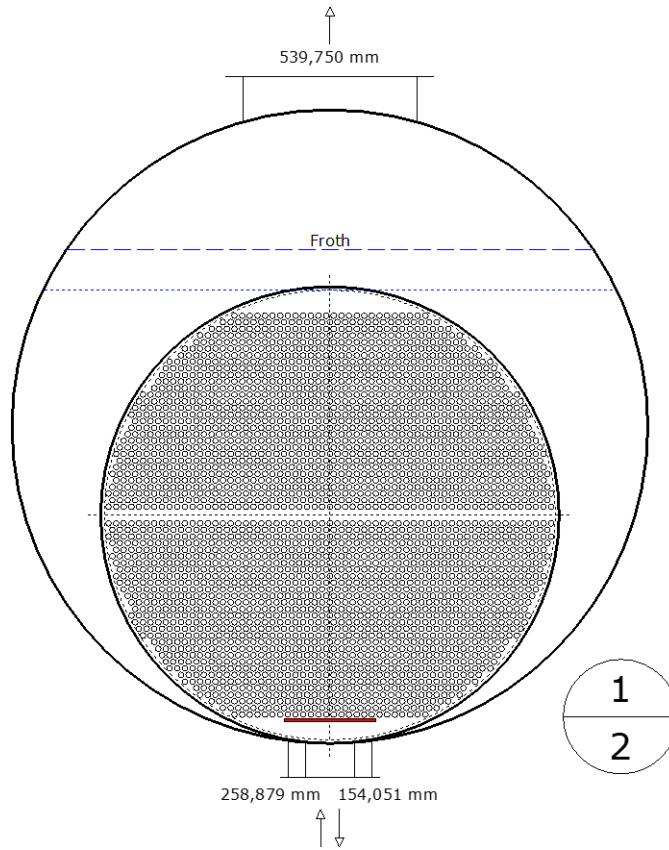
Rekind		PROCESS DATA SHEET AGR REBOILER 441-E-001 CASE : INEOS SIMULATION		PERTAMINA									
Company : PT. KILANG PERTAMINA INTERNATIONAL		Doc. No. : V2002-400-PDS-GEB-RE-0009		Rev AA									
Contractor : Rekind		Sheet No. : 9 of 10		Plant Location : Refinery Unit III-Plaju- Sungai Gerong, Palembang, Indonesia									
Project : Pekerjaan Pembuatan FEED Proyek Bio Refinery Kilang Plaju													
PHYSICAL PROPERTIES (REF. 1)													
Reference Temperature	Enthalpy (normalized)	Vaporization	Vapour properties				Liquid Properties						
			Density	Specific Heat	Viscosity (cP)	Thermal Conductivity	Density	Specific Heat	Viscosity (cP)	Thermal Conductivity	Surface Tension	Critical Pressure	Critical Temperature
°C	kcal/kg	Weight %	kg/m ³	kcal/kg.°C	cP	kcal/m.hr.°C	kg/m ³	kcal/kg.°C	cP	kcal/m.hr.°C	N/m	kg/cm ² g	°C
120.41	-349.12		0.9999	0.5010	0.013	0.0223	958	1.0000	0.537	0.4182	0.0408	207.50	375.84
120.58	-344.78	0.011	0.9998	0.5009	0.013	0.0223	958	1.0000	0.543	0.4187	0.0405	207.09	376.04
120.67	-340.44	0.023	0.9998	0.5009	0.013	0.0223	958	1.0000	0.548	0.4152	0.0405	206.88	376.10
120.75	-338.09	0.034	0.9997	0.5008	0.013	0.0223	958	1.0000	0.550	0.4137	0.0405	206.88	376.15
120.83	-331.74	0.046	0.9998	0.5007	0.013	0.0223	958	1.0000	0.554	0.4122	0.0404	206.50	376.19
120.91	-327.40	0.057	0.9995	0.5008	0.013	0.0223	958	1.0000	0.558	0.4107	0.0404	206.31	376.24
120.99	-323.08	0.069	0.9994	0.5005	0.013	0.0223	958	1.0000	0.562	0.4092	0.0403	206.12	376.29
121.06	-318.72	0.080	0.9993	0.5004	0.013	0.0223	958	1.0000	0.566	0.4078	0.0403	205.95	376.34
121.14	-314.39	0.092	0.9992	0.5003	0.013	0.0223	958	1.0000	0.570	0.4063	0.0403	205.77	376.38
121.21	-310.04	0.104	0.9991	0.5002	0.013	0.0223	958	1.0000	0.575	0.4048	0.0402	205.60	376.43
121.28	-305.69	0.115	0.9990	0.5001	0.013	0.0223	958	1.0000	0.579	0.4033	0.0402	205.42	376.47
			(hold for density)	(hold for sp. heat)									

C. Setting Plan Desain Kettle Reboiler



Nozzles	OD, mm	Rating	Design	Shell	Tube	Weight	kg	Company	Customer	Item	Service	TEMA	Date	By	Rev
S1 Inlet	265,229		Pres (kgf/cm2G)	5,273	5,273	Bundle	14170	PT. KILANG PERTAMINA INTERNATIONAL							
S2 Outlet	552,45		Temp (C)	154,44	182,22	Dry	18506								
S3 Outlet	158,814		Passes	1	2	Wet	40241								
T1 Inlet	351,249		Thick (mm)	7,938	1,651										
T2 Outlet	351,249												12/06/2022		

D. 2D Tube Layout Kettle Reboiler



TEMA type	BKU
Kettle ID	1975,70 mm
Shell ID	1422,40 mm
Actual OTL	1408,07 mm
Height under inlet nozzle	64,954 mm
Height under outlet nozzle	77,654 mm
Height under liq. outlet nozzle	1975,70 mm
Tube type	Plain
Tube OD	19,050 mm
Tube pitch	23,813 mm
Tube layout angle	30 deg
Tubes	3050
Tube positions available	2914
Tie rods	10
Seal strip pairs	0
Tube Passes	2
Perpendicular passlane width	32,903 mm

TUBEPASS DETAILS		
Pass	Rows	Tubes
1	30	1457
2	30	1457

SYMBOL LEGEND	
○	Tube
▲	Dummy Short Tube
▲	Dummy Long Tube
○	Plugged Tube
⊙	Tie Rod
●	Seal Rod
●	Impingement Rod

E. Perbandingan Perhitungan VS HTRI

Parameter	Satuan	Perhitungan	HTRI	Error
Q	MW	10,9243	11,4670	4,73%
U	$W/m^2 \cdot K$	427,82	442,98	3,42%
$\Delta P_{t,tot}$	kPa	1,8287	1,8930	3,40%
$\Delta P_{s,tot}$	kPa	2,4305	2,1120	13,11%

F. TEMA Kettle Reboiler Specification Sheet 100% Mass Flowrate

HTRI		HEAT EXCHANGER SPECIFICATION SHEET				Page 1 SI Units
Customer		PT. KILANG PERTAMINA INTERNATIONAL		Job No.	AGR REBOILER INEOS SIM	
Address		Refinery Unit III-Plaju- Sungai Gerong, Palembang, Indonesia		Reference No.	Fajar Ashari	
Plant Location		Pekerjaan Pembuatan FEED Proyek Bio Refinery Kilang Plaju		Proposal No.	V2002-400-PDS-GEB-RE-0009	
Service of Unit		Size		Date	30/06/2022 Rev	
Surf/Unit (Gross/Eff)		1422,4 - 1975,7 x 6096 mm Type BKU Horizontal		Item No.	Connected In 1 Parallel 1 Series	
		1198,8 / 1171 m2 Shell/Unit 1		Surf/Shell (Gross/Eff)	1198,8 / 1171 m2	
PERFORMANCE OF ONE UNIT						
Fluid Allocation		Shell Side			Tube Side	
Fluid Name		Amine			LP Stream	
Fluid Quantity, Total		kg/hr			189855	
Vapor (In/Out)		189855			22285	
Liquid		167570			15761	
Steam					15761	
Water					15761	
Noncondensables						
Temperature (In/Out)		C			120,41	
Specific Gravity		0,9594			0,9584	
Viscosity		mN-s/m2			0,5370	
Molecular Weight, Vapor					0,1300 V/L 0,5799	
Molecular Weight, Noncondensables					0,0140	
Specific Heat		kJ/kg-C			4,1840	
Thermal Conductivity		W/m-C			0,4863	
Latent Heat		kJ/kg			1586,3	
Inlet Pressure		kPa			213,00	
Velocity		m/s			1,56	
Pressure Drop, Allow /Calc		kPa			18,633	
Fouling Resistance (min)		m2-K/W			0,001720	
Heat Exchanged		9796600 W			MTD (Corrected) 21,2 C	
Transfer Rate, Service		395,44 W/m2-K			Clean 1461,8 W/m2-K Actual 398,70 W/m2-K	
CONSTRUCTION OF ONE SHELL					Sketch (Bundle/Nozzle Orientation)	
Design/Test Pressure		kPaG			517,11 /	
Design Temperature		C			154,44	
No Passes per Shell		1			2	
Corrosion Allowance		mm			0,000	
Connections		In mm			1 @ 258,88	
Size & Rating		Out mm			1 @ 336,55	
		Intermediate			@	
Tube No.		1526U			OD 19,050 mm Thk(Avg) 1,651 mm Length 6,096 m Pitch 23,813 mm	
Tube Type		Plain			Material SA-213 TP316L Tube (S) S31603 Tube pattern 30	
Shell		316 Stainless steel (17 Cr, 12 Ni) ID 1422,4 OD 1438,3 mm			Shell Cover 316 Stainless steel (17 Cr, 12 (Integ.)	
Channel or Bonnet					Channel Cover	
Tubesheet-Stationary		Stainless Steel 316L (Strip) S31603			Tubesheet-Floating	
Floating Head Cover					Impingement Plate Rectangular plate	
Baffles-Cross		Type Support			%Cut (Diam) Spacing(c/c) 752,48 Inlet mm	
Baffles-Long					Seal Type None	
Supports-Tube		316 Stainless steel (17 Cr, 12 Ni)			U-Bend Type None	
Bypass Seal Arrangement		0 pairs seal strips			Tube-Tubesheet Joint Expanded (No groove)	
Expansion Joint					Type	
Rho-V2-Inlet Nozzle		1046,8 kg/m-s2			Bundle Entrance Bundle Exit kg/m-s2	
Gaskets-Shell Side		Mach. Mtl. (Kammprofile/Flex. Face)			Tube Side Mach. Mtl. (Kammprofile/Flex. Face)	
- Floating Head						
Code Requirements					TEMA Class R	
Weight/Shell		18473 kg Filled with Water 40125 kg			Bundle 14173 kg	
Remarks: Supports/baffle space = 8.						
Reprinted with Permission (v7,3.2)						

G. TEMA Kettle Reboiler Specification Sheet 120% Mass Flowrate

HTRI		HEAT EXCHANGER SPECIFICATION SHEET				Page 1 SI Units
Customer		PT. KILANG PERTAMINA INTERNATIONAL		Job No.	AGR REBOILER INEOS SIM	
Address				Reference No.	Fajar Ashari	
Plant Location		Refinery Unit III-Plaju- Sungai Gerong, Palembang, Indonesia		Proposal No.	V2002-400-PDS-GEB-RE-0009	
Service of Unit		Pekerjaan Pembuatan FEED Proyek Bio Refinery Kilang Plaju		Date	21/06/2022 Rev	
Size		1422,4 - 2028,5 x 6096 mm		Type	BKU Horizontal	
Surf/Unit (Gross/Eff)		1198,8 / 1171 m ²		Shell/Unit	1	
				Connected In	1 Parallel 1 Series	
				Surf/Shell (Gross/Eff)	1198,8 / 1171 m ²	
PERFORMANCE OF ONE UNIT						
Fluid Allocation		Shell Side			Tube Side	
Fluid Name		Amine			LP Stream	
Fluid Quantity, Total		kg/hr			kg/hr	
Vapor (In/Out)		227826			18913	
Liquid		227826			18913	
Steam					18913	
Water					18913	
Noncondensables						
Temperature (In/Out)		C			C	
Specific Gravity		0,9594			0,9584	
Viscosity		mN-s/m ²			0,0140	
Molecular Weight, Vapor						
Molecular Weight, Noncondensables						
Specific Heat		kJ/kg-C			kJ/kg-C	
Thermal Conductivity		W/m-C			W/m-C	
Latent Heat		kJ/kg			kJ/kg	
Inlet Pressure		kPa			kPa	
Velocity		m/s			m/s	
Pressure Drop, Allow/Calc		kPa			kPa	
Fouling Resistance (min)		m ² -K/W			m ² -K/W	
Heat Exchanged		11466668 W			MTD (Corrected) 22,1 C	
Transfer Rate, Service		442,98 W/m ² -K			Clean 2307,4 W/m ² -K Actual 442,98 W/m ² -K	
CONSTRUCTION OF ONE SHELL				Sketch (Bundle/Nozzle Orientation)		
Design/Test Pressure		kPaG			kPaG	
Design Temperature		C			C	
No Passes per Shell		1			2	
Corrosion Allowance		mm			mm	
Connections		In mm			In mm	
Size & Rating		Out mm			Out mm	
		Intermediate				
Tube No.		1526U			OD 19,050 mm	
Tube Type		Plain			Material SA-213 TP316L Tube (S) S31603 Tube pattern 30	
Shell		316 Stainless steel (17 Cr, 12 Ni)			ID 1422,4 OD 1438,3 mm	
Channel or Bonnet					Shell Cover 316 Stainless steel (17 Cr, 12 (Integ.)	
Tubesheet-Stationary		Stainless Steel 316L (Strip) S31603			Channel Cover	
Floating Head Cover					Tubesheet-Floating	
Baffles-Cross		Type Support			%Cut (Diam) Spacing(c/c) 752,48 Inlet mm	
Baffles-Long					Seal Type None	
Supports-Tube		316 Stainless steel (17 Cr, 12 Ni)			U-Bend Type None	
Bypass Seal Arrangement		0 pairs seal strips			Tube-Tubesheet Joint Expanded (No groove)	
Expansion Joint					Type	
Rho-V2-Inlet Nozzle		1507,3 kg/m-s ²			Bundle Entrance Bundle Exit kg/m-s ²	
Gaskets-Shell Side		Mach. Mtl. (Kammprofile\Flex. Face)			Tube Side Mach. Mtl. (Kammprofile\Flex. Face)	
		- Floating Head				
Code Requirements					TEMA Class R	
Weight/Shell		18586 kg			Filled with Water 41353 kg Bundle 14170 kg	
Remarks: Supports/baffle space = 8.						
Reprinted with Permission (v7,3.2)						

Halaman ini sengaja dikosongkan

BIODATA PENULIS



Fajar Ashari merupakan anak kedua dari dua bersaudara. Penulis lahir di Banyumas, Jawa Tengah, pada tanggal 29 Agustus 1999, memulai pendidikan dari jenjang Sekolah Dasar di SD Negeri Karang Sari kemudian melanjutkan Sekolah Menengah Pertama di SMPN 1 Kembaran dan Sekolah Menengah Atas di SMA Negeri 2 Purwokerto. Penulis melanjutkan ke jenjang Perguruan Tinggi di Departemen Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya mulai tahun 2018.

Semasa kuliah penulis aktif dalam seluruh kegiatan akademik maupun non akademik. Penulis aktif dalam kegiatan organisasi kemahasiswaan yaitu sebagai Staff Divisi UMUM LBMM ITS pada periode 2019-2020 dan Ketua Divisi UMUM LBMM ITS pada periode 2020-2021. Penulis juga aktif dalam kegiatan kepanitiaan yaitu sebagai Ketua Pelaksana Kursus Dasar Dasar Otomotif pada tahun 2021. Pada tahun ketiga, penulis berkesempatan untuk melakukan kerja praktek di PT. INKA Banyuwangi di bagian pemeliharaan dan desain selama satu bulan. Penulis dapat dihubungi melalui email fajaras908@gmail.com