



**ITS**  
Institut  
Teknologi  
Sepuluh Nopember

**TUGAS AKHIR - TM141585**

**THERMAL RE-DESIGN HIGH PRESSURE HEATER #3 (BEBAN 15 MW) PLTU DENGAN VARIASI KECEPATAN FEEDWATER DAN BAFFLE SPACING MENGGUNAKAN ANALISA TERMODINAMIKA - PERPINDAHAN PANAS DAN SOFTWARE ASPEN FRAN**

Renaldo Maxillion Parinussa  
NRP. 0211164500039

Dosen Pembimbing:  
Prof. Dr.Eng. Ir. Prabowo, M.Eng.

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2018





## **TUGAS AKHIR - TM141585**

**THERMAL RE-DESIGN HIGH PRESSURE HEATER #3 (BEBAN 15 MW) PLTU DENGAN VARIASI KECEPATAN FEEDWATER DAN BAFFLE SPACING MENGGUNAKAN ANALISA TERMODINAMIKA - PERPINDAHAN PANAS DAN SOFTWARE ASPEN FRAN**

Renaldo Maxillion Parinussa  
NRP. 02111645000039

Dosen Pembimbing:  
Prof. Dr.Eng. Ir. Prabowo, M.Eng.

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2018





**FINAL PROJECT - TM141585**

**THERMAL RE-DESIGN HIGH PRESSURE HEATER #3 (15 MW LOAD) POWER PLANT WITH FEEDWATER VELOCITY AND BAFFLE SPACING VARIATION BY THERMODYNAMICS - HEAT TRANSFER ANALYSIS AND ASPEN FRAN SOFTWARE**

Renaldo Maxillion Parinussa  
NRP. 02111645000039

Academic Supervisor:  
Prof. Dr.Eng. Ir. Prabowo, M.Eng.

DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING  
Faculty of Industrial Technology  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2018



**THERMAL RE-DESIGN HIGH PRESSURE HEATER  
#3 (BEBAN 15 MW) PLTU DENGAN VARIASI  
KECEPATAN FEEDWATER DAN BAFFLE  
SPACING MENGGUNAKAN ANALISA  
TERMODINAMIKA - PERPINDAHAN PANAS DAN  
SOFTWARE ASPEN FRAN**

**TUGAS AKHIR**

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik  
pada  
Program Studi S-1 Departemen Teknik Mesin  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

**RENALDO MAXILLION PARINUSSA**

NRP. 021116 45 000039

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Prof. Dr. Ir. Prabowo, M.Eng (Pembimbing)  
NIP. 196505051990031005
2. Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh (Penguji I)  
NIP. 195312191981031005
3. Ary Bachtiar Krishna Pur (Penguji II)  
NIP. 197105241997021005
4. Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsan (Penguji III)  
NIP. 195310191979031003

**SURABAYA**

**JULI, 2018**





# Thermal Re-Design High Pressure Heater #3 (Beban 15 MW) PLTU dengan Variasi Kecepatan Feedwater dan Baffle Spacing menggunakan Analisa Termodinamika - Perpindahan Panas dan Software Aspen Fran

**Nama** : Renaldo Maxillion Parinussa  
**NRP** : 02111645000039  
**Jurusan / Fakultas** : Teknik Mesin / Fakultas Teknologi Industri  
**Dosen Pembimbing** : Prof. Dr. Eng. Ir. Prabowo, M.Eng

## Abstrak

*High Pressure Heater (HPH)* merupakan *shell and tube heat exchanger* yang berfungsi untuk menaikkan *temperature feedwater* sebelum memasuki boiler. Dalam PLTU Pangkalan Susu Unit 2, HPH #3 adalah HPH yang terletak setelah *Boiler Feedwater Pump (BFP)*. Sisi *shell* HPH #3 dialiri oleh dua jenis fluida panas. Pertama, ekstraksi uap dari *Intermediate Pressure (IP) Turbine* yang sebelumnya didinginkan terlebih dahulu di *steam cooler*. Kedua, *drain water* dari HPH #2 yang sebelumnya didinginkan terlebih dahulu di *drain cooler*. *Feedwater* mengalir pada sisi *tube* sebagai fluida yang dipanaskan. Penggunaan *steam cooler* dan *drain cooler* ternyata menimbulkan beberapa dampak *negative* bagi kelangsungan operasi PLTU dari segi *reliability*. Oleh karena itu, *steam cooler* dan *drain cooler* dihilangkan dari sistem PLTU sehingga ekstraksi uap dari *IP Turbine* dan *drain water* dari HPH #2 langsung memasuki HPH #3 tanpa melalui proses pendinginan. Hal ini mendasari proses *redesign* HPH #3 dengan variasi kecepatan *feedwater* dan *baffle spacing* dengan analisa termodinamika– perpindahan panas dan *checking* angka keamanan dengan software ASPEN Fran.

Proses analisa diawali dengan menghitung *Heat Load* dan  $\Delta T_{lm}$  pada HPH #3 yang baru. Setelah itu dilakukan perhitungan *overall heat transfer coefficient* yang terjadi pada masing-masing zona perpindahan panas (*desuperheating zone* dan *condensing*

zone) dan dilanjutkan dengan perhitungan *Heat Transfer Area*. Kemudian dilakukan proses perhitungan *pressure drop* di sisi *tube* dan *shell*. Geometri dan proses hasil perhitungan akan menjadi *input* simulasi *software* ASPEN Fran untuk mengetahui luas perpindahan panas yang dibutuhkan serta *pressure drop* sisi *tube* dan *shell*. Hasil antara perhitungan dan *software* akan dibandingkan dan dianalisa.

Variasi kecepatan yang digunakan adalah 0,5m/s ; 1m/s ; 1,5m/s dan 2m/s. Variasi *baffle spacing* yang digunakan adalah (*desuperheating/condensing*) 0,3m/0,66m ; 0,35m/0,83m ; 0,4m/0,99m ; 0,45m/1,16m. Dari perhitungan dan simulasi, dapat disimpulkan bahwa semakin cepat aliran fluida di sisi *tube*, nilai *overall heat transfer coefficient* akan semakin tinggi sehingga luas perpindahan panas yang dibutuhkan semakin kecil, namun *pressure drop* di sisi *tube* juga meningkat secara eksponensial. Semakin lebar *baffle spacing*, *overall heat transfer* semakin rendah sehingga luas perpindahan panas yang dibutuhkan semakin besar. Berdasarkan analisa dari masing-masing variasi, diperoleh bahwa HPH #3 optimal berada pada kecepatan feedwater 1 m/s dengan *baffle spacing* (*desuperheating/condensing*) 0,3m/0,83m.

**Kata kunci:** *High Pressure Heater, Feedwater, Overall heat transfer coefficient, Pressure Drop, Shell and Tube, Desuperheating, Condensin*

# **Thermal Re-Design High Pressure Heater #3 (15 MW Load) Power Plant with Feedwater Velocity and Baffle Spacing Variation by Thermodynamics - Heat Transfer Analysis and Aspen Fran Software**

**Name** : Renaldo Maxillion Parinussa  
**NRP** : 02111645000039  
**Departement / Faculty:** Mechanical Engineering / Faculty of Industrial Technology  
**Supervisor** : Prof. Dr. Eng. Ir. Prabowo, M.Eng

## **Abstract**

High Pressure Heater (HPH) is a shell and tube heat exchanger which have a main function to increase the feedwater temperature before it flow into the boiler. In 2<sup>nd</sup> unit of Pangkalan Susu Power Plant, HPH #3 is located after Boiler Feedwater Pump (BFP). Shell side of HPH #3 is flowed by two different fluid. The first one is steam extraction from Intermediate Pressure (IP) turbine. Before enter HPH #3, the steam is being cooled by another heat exchanger called steam cooler. The second fluid is drain water from HPH #2 which is cooled by drain cooler before entering HPH #3. Feedwater is flowing inside the tube side of HPH #3. In the actual condition, steam cooler and drain cooler frequently give a bad impact to the system, especially in reliability aspect. That is the reason why steam cooler and drain cooler have to be remove from the power plant. Therefore, the steam extraction from IP Turbine and drain water from HPH #2 will enter the HPH #3 without first being cooled so the heat load is increase. This is the reason why HPH #3 need to be redesign.

HPH #3 redesign process will be done by calculating with thermodynamics and heat transfer analysis. The variation will be focus on feedwater velocity and baffle spacing. Analysis process will be start by calculating the new heat load and log mean temperature difference of HPH #3. After that, overall heat transfer coefficient and heat transfer area will be calculated separately

according to the zone (desuperheating and condensing zone). Then, the pressure drop on the tube and shell side can be calculated. The geometry and heat transfer calculation result in HPH #3 will be the input of ASPEN Fran simulation. This simulation purpose is to get the heat transfer area requirement and pressure drop on the tube and shell. The result from calculation and simulation method will be compared and analyzed.

The variation of feedwater velocity are 0,5m/s ; 1m/s ; 1,5m/s ; 2m/s. The variation of baffle spacing are (desuperheating/condensing) 0,3m/0,66m ; 0,35m/0,83m ; 0,4m/0,99m ; 0,45m/1,16m. Either from calculation or simulation, we can conclude that if the feedwater velocity increase, the overall heat transfer coefficient will be increase, therefore the heat transfer area will be decrease. But, the pressure drop on the tube side will be increase exponentially. If the baffle spacing is increase, the overall heat transfer coefficient will be decrease, therefore heat transfer area will be increase. Base on ghrapical analysis, the most optimum geometry of HPH #3 is when the feedwater velocity 1 m/s with baffle spacing of 0,3m/0,83m.

**Key word: *High Pressure Heater, Feedwater, Overall heat transfer coefficient, Pressure Drop, Shell and Tube, Desuperheating, Condensing***

## KATA PENGANTAR

Puji syukur kehadiran Tuhan Yesus Kristus atas kasih karunia-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir yang berjudul : **“Thermal Re-Design High Pressure Heater #3 (Beban 15 MW) PLTU dengan Variasi Kecepatan Feedwater dan Baffle Spacing menggunakan Analisa Termodinamika - Perpindahan Panas dan Software Aspen Fran”**

Penyelesaian Tugas Akhir ini merupakan syarat kelulusan akademis dan memperoleh gelar Sarjana Teknik dalam menempuh pendidikan di Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Banyak dorongan dan bantuan yang penulis dapatkan selama penyusunan Tugas Akhir ini sehingga terselesaikannya dengan beberapa kekurangan dan kelebihan. Pada kesempatan ini, penulis menyampaikan terimakasih yang sebesar-besarnya kepada:

1. Bapak Prof. Dr. Ir. Prabowo, M. Eng. selaku dosen pembimbing yang telah memberikan ilmu, bimbingan, dan bantuan sehingga penulis mampu menyelesaikan Tugas Akhir ini.
2. Bapak Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME., Bapak Ary Bachtiar Krishna Putra, ST., MT., Ph. D., dan Bapak Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichسانی, M. Eng. Selaku dosen penguji yang telah memberikan kritik dan saran untuk menyempurnakan Tugas Akhir ini.
3. Bapak Unggul Wasiwitono, ST., M.Eng.Sc., Dr.Eng selaku dosen wali selama penulis kuliah di Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS.
4. Orang tua penulis, Papa Rando Peter Septano Parinussa, Mama Ni Made Ida Pratiwi yang selalu memberikan dorongan, doa restu serta semangat dengan kasih sayangnya yang tiada batas dan tidak terbalaskan.
5. Adik penulis, Olivia Yuniar Parinussa yang turut membantu penyelesaian tugas akhir dengan segala

motivasi dan perhatian disaat penulis sedang merasa jenuh.

6. Partner tugas akhir, Ikki Adji Dharma yang telah memberikan bantuan baik waktu, tenaga dan pikiran selama pengerjaan tugas akhir ini.
7. Natalia Permatasari sebagai teman yang selalu menemani, memotivasi dan menghibur selama pengerjaan tugas akhir berlangsung.
8. Teman-teman mengerjakan tugas akhir di Lab Pendingin yang sekaligus menjadi anak bimbingan Pak Prabowo yaitu Nugroho, Al Velian, Sudiasa, Baskoro, Suluh dan Petra atas segala bantuan dan suka dukanya.
9. Teman-teman Lintas Jalur Teknik Mesin angkatan 2016 yang sangat membantu dalam proses perkuliahan selama dua tahun ini.
10. Teman-Teman GUSTRI Education Center (GEC): Krisna, Doni, Gustri, Putra, Ladrian atas canda tawa dan semangat yang diberikan saat penulis merasa jenuh selama perkuliahan dan pengerjaan tugas akhir.
11. Serta semua pihak yang belum tertulis dan yang tidak mungkin disebutkan satu persatu yang telah berperan dalam pengerjaan Tugas Akhir ini.

Penulis menyadari bahwasannya dalam penulisan Tugas Akhir ini masih terdapat beberapa kesalahan, keterbatasan serta kekurangan. Oleh karena itu, penulis mengharapkan saran dan masukan untuk penulis dan kesempurnaan Tugas Akhir ini. Semoga dengan penulisan Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi semua pihak yang membutuhkan.

Surabaya, 27 Juli 2018

**Penulis**

## DAFTAR ISI

|  |      |
|--|------|
| Abstrak .....                                  | i    |
| Abstract .....                                 | iii  |
| KATA PENGANTAR.....                            | v    |
| DAFTAR ISI.....                                | vii  |
| DAFTAR GAMBAR .....                            | xiii |
| DAFTAR TABEL.....                              | xvii |
| BAB I .....                                    | 1    |
| PENDAHULUAN.....                               | 1    |
| 1.1 Latar Belakang .....                       | 1    |
| 1.2 Rumusan Masalah .....                      | 4    |
| 1.3 Batasan Masalah .....                      | 4    |
| 1.4 Tujuan .....                               | 5    |
| 1.5 Manfaat .....                              | 5    |
| BAB II.....                                    | 7    |
| TINJAUAN PUSTAKA.....                          | 7    |
| 2.1 Penelitian Terdahulu .....                 | 7    |
| 2.2 <i>Shell and Tube Heat exchanger</i> ..... | 12   |
| 2.2.1 Tipe <i>Shell</i> .....                  | 14   |
| 2.2.2 Tipe <i>Tube Bundle</i> .....            | 15   |
| 2.2.3 <i>Tube Layouts</i> .....                | 16   |

|                 |   |    |
|-----------------|---|----|
| 2.2.4           | Laluan Pipa.....  | 17 |
| 2.2.5           | Bahan pipa .....  | 18 |
| 2.2.6           | Baffle.....   | 20 |
| 2.2.6           | Geometri Awal Design <i>Heat exchanger</i> .....                            | 21 |
| 2.3             | Analisa Termodinamika.....  | 23 |
| 2.3.1           | Control Volume pada Kondisi Steady State ....                               | 23 |
| 2.3.2           | Energi Balance .....  | 24 |
| 2.4             | Analisa Perpindahan Panas .....   | 25 |
| 2.4.1           | Analisa Perpindahan Panas di Sisi <i>Tube</i> .....                         | 25 |
| 2.4.2           | Analisa Perpindahan Panas di Sisi <i>Shell</i> .....                        | 27 |
| 2.4.3           | Analisa <i>Heat exchanger</i> dengan Metode LMTD .....                      | 31 |
| 2.5             | Pressure Drop.....  | 33 |
| 2.5.1           | Pressure Drop pada Sisi <i>Tube</i> .....                                   | 33 |
| 2.5.2           | Pressure Drop pada <i>Shell</i> .....                                       | 35 |
| 2.5             | Simulasi Checking HPH #3 Menggunakan<br><i>Software</i> .....               | 39 |
| BAB III .....   |   | 41 |
| METODOLOGI..... |   | 41 |
| 3.1             | Metodologi Penelitian.....  | 41 |
| 3.2             | Flowchart Metodologi Penelitian .....                                       | 43 |
| 3.3             | Pengumpulan Data.....   | 45 |
| 3.4             | Checking HPH #3 dengan <i>Software</i> Checking <i>Heat exchanger</i> ..... | 48 |



|  |    |
|--|----|
| 3.5 Flowcart Redesign High Pressure Heater 3 dengan <i>Software Design</i> .....                     | 50 |
| 3.6 Redesign High Pressure Heater 3 dengan Analisa Termodinamika dan Perpindahan Panas .....         | 51 |
| 3.7 Flowchart Redesign High Pressure Heater 3 dengan Analisa Termodinamika – Perpindahan Panas ..... | 53 |
| 3.7.1 Flowchart Perhitungan Sizing dan <i>Overall heat</i> .....                                     | 53 |
| 3.7.2 Flowchart Perhitungan <i>Pressure Drop</i> di sisi <i>Tube</i> dan <i>Shell</i> .....          | 59 |
| BAB IV .....   | 65 |
| ANALISA DAN PEMBAHASAN .....   | 65 |
| 4.1 Analisa Heat Load HPH #3.....  | 65 |
| 4.2 Redesign HPH #3 dengan Metode LMTD.....  | 69 |
| 4.2.1 Perhitungan Heat Load Tiap Zona .....  | 69 |
| 4.2.2 Perhitungan $\Delta T_{lm}$ Tiap Zona .....  | 71 |
| 4.2.3 Perhitungan Geometri <i>Heat exchanger</i> .....   | 72 |
| 4.2.4 Perhitungan Koefisien Konveksi Sisi <i>Tube</i> .....  | 74 |
| 4.2.5 Perhitungan <i>Overall heat transfer coefficient</i> Tiap Zona .....                           | 76 |
| 4.2.6 Perhitungan Luas Perpindahan Panas Tiap Zona ...   | 83 |
| 4.3 Perhitungan <i>Pressure Drop</i> .....   | 85 |
| 4.3.1 Perhitungan <i>Pressure Drop</i> Sisi <i>Tube</i> .....  | 85 |
| 4.3.1 Perhitungan <i>Pressure Drop</i> Sisi <i>Shell</i> .....                                       | 88 |
| 4.4 Checking HPH #3 dengan <i>Software</i> .....   | 94 |

|   |     |
|---|-----|
| 4.5 Analisa Grafik Redesign HPH #3 Variasi Kecepatan .....  | 101 |
| 4.5.1 Grafik Pengaruh Kecepatan Feedwater Terhadap Pressure Drop dan Koefisien Konveksi Sisi <i>Tube</i> .....          | 101 |
| 4.5.2 Grafik Pengaruh Kecepatan Feedwater Terhadap Koefisien Perpindahan Panas Total dan Luasan Perpindahan Panas ..... | 103 |
| 4.6 Analisa Grafik Redesign HPH #3 Variasi Baffle Spacing .....   | 106 |
| 4.6.1 Grafik Pengaruh Baffle Spacing Terhadap Pressure Drop dan Koefisien Konveksi Sisi <i>Shell</i> .....              | 106 |
| 4.6.2 Grafik Pengaruh Baffle Spacing Terhadap Koefisien Perpindahan Panas Total dan Luasan Perpindahan Panas .....      | 110 |
| 4.7 Perbandingan Grafik Hasil Perhitungan dan Simulasi .....  | 113 |
| 4.7.1 Perbandingan Grafik Hasil Perhitungan dan Simulasi Variasi Kecepatan .....  | 113 |
| 4.7.2 Perbandingan Grafik Hasil Perhitungan dan Simulasi Variasi Baffle Spacing.....                                    | 115 |
| 4.8 Design <i>Heat exchanger</i> Optimal .....  | 117 |
| 4.9 Analisa Thermal Shock HPH #3.....   | 119 |
| 4.10 Analisa Biaya Investasi HPH #3.....  | 120 |
| BAB V.....  | 123 |
| KESIMPULAN.....   | 123 |
| 5.1 Kesimpulan.....   | 123 |

|                      |     |
|----------------------|-----|
| DAFTAR PUSTAKA ..... | 127 |
| LAMPIRAN .....       | 129 |



## DAFTAR GAMBAR

|  |    |
|--|----|
| Gambar 1.1 High Pressure Heater pada PLTU .....  | 1  |
| Gambar 1.2 Skema PLTU Pangkalan Susu Unit 2.....   | 2  |
| Gambar 2.1 Variasi Layout Simulasi. (a) Triangular. (b) Rotated Triangular. (c) Combine .....  | 7  |
| Gambar 2.2 Sebaran Kecepatan Sisi <i>Tube</i> pada Potongan Penampang Melintang (a) Triangular <i>Tube</i> Layout. (b) Rotated Triangular Layout.....  | 9  |
| Gambar 2.3 Grafik Heat Transfer Coefficient Terhadap Pressure Drop.....  | 9  |
| Gambar 2.4 Perbandingan Hasil Perhitungan dan Simulasi. (a) <i>Overall heat transfer coefficient</i> . (b) <i>Shell Side Outlet temperature</i> . (c) <i>Shell Side Temperature Difference</i> ..... | 12 |
| Gambar 2.5 Bagian-bagian <i>Shell and Tube Heat exchanger</i> .....  | 13 |
| Gambar 2.6 klasifikasi TEMA pada <i>Front end stationary, Shell</i> dan <i>Rear end head</i> .....   | 14 |
| Gambar 2.7 (a) <i>U tube bundle Type</i> (b) <i>Fix Tube Bundle Type</i> .....   | 16 |
| Gambar 2.8 <i>Tube Layout</i> .....  | 17 |
| Gambar 2.9 (a) <i>2 pass</i> dan (b) <i>4 pass shell and tube heat exchanger</i> .....   | 18 |
| Gambar 2.10 Single segmented, double segmented dan triple segmented baffle .....   | 21 |
| Gambar 2.11 Equivalent Diameter berdasarkan Konfigurasi Square dan Triangular <i>Pitch Tube Layout</i> . .....   | 28 |
| Gambar 2.12 Grafik temperatur – jarak perpindahan panas pada <i>Shell and Tube Heat exchanger</i> .....  | 32 |
| Gambar 2.13 Friction Factor for Fully Develop Flow Inside a Circular Duct .....  | 34 |

|   |    |
|---|----|
| Gambar 2.14 Pembagian Daerah <i>Pressure Drop</i> pada sisi <i>Shell</i> . (a) <i>Shell Entrance and Exit</i> . (b) <i>Shell Interior</i> . (c) <i>Shell Window</i> ..... | 35 |
| Gambar 2.15 Nilai <i>Pitch</i> parallel ( $P_p$ ) pada <i>tube</i> layout 30° .....   | 37 |
| Gambar 2.16 Interface <i>Software Checking Heat exchanger</i> .....   | 39 |
| Gambar 3.1 Flowchart Penelitian.....  | 44 |
| Gambar 3.2 Properties Fluida pada HPH #3 Existing dan Redesign.....   | 46 |
| Gambar 3.3 Layout <i>Software Design Heat exchanger</i> .....   | 49 |
| Gambar 3.4 Flowchart Design Menggunakan <i>Software</i> .....   | 51 |
| Gambar 3.5 Flowchart Perhitungan <i>Sizing</i> dan <i>Overall heat transfer coefficient</i> .....   | 58 |
| Gambar 3.6 Flowchart Perhitungan <i>Pressure Drop</i> di sisi <i>Tube</i> dan <i>Shell</i> .....  | 63 |
| Gambar 4.1 Data Heat Load HPH #3, Drain Cooler dan Steam Cooler pada TMCR.....  | 65 |
| Gambar 4.2 Data Heat Load HPH #3 Redesign.....  | 67 |
| Gambar 4.3 Zona Desuperheating dan Condensing pada HPH #3.....  | 69 |
| Gambar 4.4 Distribusi Temperatur sisi <i>Shell</i> dan <i>Tube</i> pada HPH #3.....   | 71 |
| Gambar 4.5 ASPEN Fran General Geometry Input: (a) Bundle (b) <i>Tube</i> .....  | 95 |
| Gambar 4.6 ASPEN Fran Condensing Zone Input: (a) <i>Tube</i> Side. (b) Support Plate (Baffle) Side .....  | 96 |
| Gambar 4.7 ASPEN Fran Desuperheating Input .....  | 96 |
| Gambar 4.8 ASPEN Fran Extraction Steam Input.....   | 97 |
| Gambar 4.9 ASPEN Fran Incoming Drain Input.....   | 97 |

|  |     |
|--|-----|
| Gambar 4.10 ASPEN Fran <i>Tube</i> Side input.....   | 98  |
| Gambar 4.11 ASPEN Fran Process Output.....   | 99  |
| Gambar 4.12 ASPEN Fran Zone Output.....  | 99  |
| Gambar 4.13 ASPEN Fran <i>Area Ratio</i> Output .....  | 100 |
| Gambar 4.14 Grafik Pengaruh Kecepatan Feedwater Terhadap Pressure Drop dan koefisien Konveksi Sisi <i>Tube</i> .....                               | 101 |
| Gambar 4.15 Grafik Pengaruh Kecepatan Feedwater Terhadap <i>Overall heat transfer coefficient</i> dan Heat Transfer Area Desuperheating Zone ..... | 103 |
| Gambar 4.16 Grafik Pengaruh Kecepatan Feedwater Terhadap <i>Overall heat transfer coefficient</i> dan Heat Transfer Area Condensing Zone .....     | 104 |
| Gambar 4.17 Grafik Pengaruh Baffle Spacing Terhadap Koefisien Konveksi dan Pressure Drop Sisi <i>Shell</i> Desuperheating Zone.....                | 106 |
| Gambar 4.18 Grafik Pengaruh Baffle Spacing Terhadap Koefisien Konveksi dan Pressure Drop Sisi <i>Shell</i> Condensing Zone.....                    | 108 |
| Gambar 4.19 Grafik Pengaruh Baffle Spacing Terhadap <i>Overall heat transfer coefficient</i> dan Heat Transfer Area                                | 110 |
| Gambar 4.20 Grafik Pengaruh Baffle Spacing Terhadap <i>Overall heat transfer coefficient</i> dan Heat Transfer Area                                | 111 |
| Gambar 4.21 Grafik Perbandingan Luas Area Perpindahan Panas Variasi Kecepatan antara Perhitungan dan Simulasi .....                                | 113 |
| Gambar 4.22 Grafik Perbandingan Pressure Drop Sisi <i>Tube</i> Variasi Kecepatan antara Perhitungan dan Simulasi.....                              | 114 |
| Gambar 4.23 Grafik Perbandingan Luas Area Variasi Baffle Spacing Antara Perhitungan dan Simulasi .....   | 115 |

Gambar 4.24 Grafik Perbandingan Pressure Drop Variasi  
Baffle Spacing Antara Perhitungan dan Simulasi.....116



## DAFTAR TABEL

|   |     |
|---|-----|
| Tabel 2.1 Geometri <i>Heat exchanger</i> .....  | 8   |
| Tabel 2.2 Process Data <i>Heat exchanger</i> .....  | 10  |
| Tabel 2.3 <i>Tube Pitches</i> Parallel and Normal to Flow .....   | 38  |
| Tabel 3.1 Data Heat Balance HPH #3 Existing .....   | 45  |
| Tabel 3.2 Data Heat Balance Steam Cooler Existing.....  | 46  |
| Tabel 3.3 Data Heat Balance Drain Cooler Existing .....   | 47  |
| Tabel 4.1 Data Heat Balance HPH #3 Redesign.....  | 68  |
| Tabel 4.2 Input Geometri HPH #3 .....   | 73  |
| Tabel 4.3 Jumlah <i>Tube</i> untuk Tiap Variasi Kecepatan .....   | 74  |
| Tabel 4.4 Properties Feedwater.....   | 75  |
| Tabel 4.5 Properties Steam pada Temperatur Bulk( <i>T<sub>b</sub></i> )....                                     | 76  |
| Tabel 4.6 Nilai <i>h<sub>i</sub></i> , <i>h<sub>o</sub></i> dan <i>U</i> Zona Desuperheating tiap Variasi ..... | 78  |
| Tabel 4.7 Properties Drain pada Temperatur Saturasi ( <i>T<sub>sat</sub></i> ) .....                            | 80  |
| Tabel 4.8 Nilai <i>h<sub>i</sub></i> , <i>h<sub>o</sub></i> dan <i>U</i> Zona Condensing tiap Variasi .....     | 82  |
| Tabel 4.9 Nilai <i>h<sub>i</sub></i> , <i>h<sub>o</sub></i> dan <i>U</i> Zona Condensing tiap Variasi .....     | 84  |
| Tabel 4.10 Pressure Drop Sisi <i>Tube</i> tiap Variasi .....  | 87  |
| Tabel 4.11 Pressure Drop Sisi <i>Tube</i> tiap Variasi Baffle Spacing .....                                     | 93  |
| Tabel 4.12 Desain Optimal HPH #3.....   | 118 |
| Tabel 4.13 Properties Material Carbon Steel .....   | 120 |
| Tabel 4.14 Konsumsi Batu Bara Pada Design dan Actual  | 121 |
| Tabel 4.15 Analisa Biaya Pengadaan HPH #3 .....   | 122 |

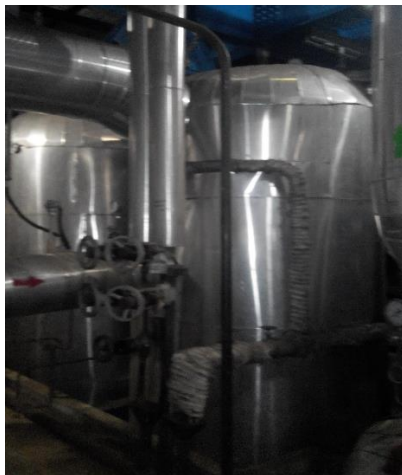


# BAB I

## PENDAHULUAN

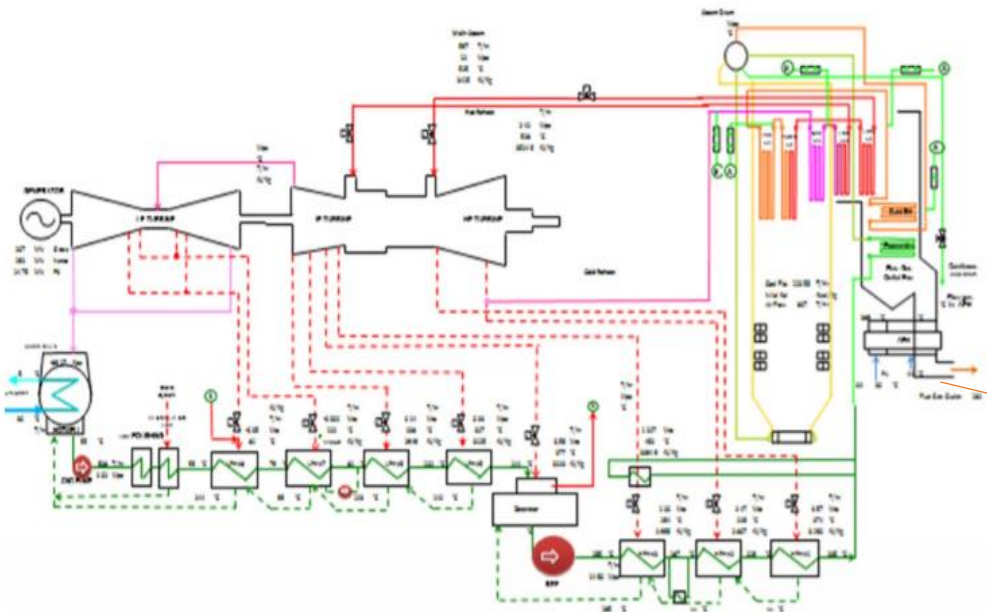
### 1.1 Latar Belakang

*Heat exchanger* atau alat penukar panas adalah peralatan yang berfungsi untuk memindahkan energi kalor dari fluida dengan temperatur lebih tinggi ke fluida dengan temperatur lebih rendah. Dalam sebuah siklus PLTU (Pembangkit Listrik Tenaga Uap), aplikasi *heat exchanger* sangat diperlukan untuk menjaga agar sebuah siklus pembangkit dapat terus beroperasi. Salah satu aplikasinya adalah sebagai pemanas air pengisi boiler (*boiler feedwater heater*). Pemanas air pengisi boiler merupakan *heat exchanger* jenis *shell and tube*. Berdasarkan tekanan kerjanya, feedwater heater terbagi menjadi dua macam, yaitu *High Pressure Heater* (HPH) dan *Low Pressure Heater* (LPH).



Gambar 1.1 High Pressure Heater pada PLTU  
Sumber: [www.ohio.edu](http://www.ohio.edu)

PLTU Pangkalan Susu unit 2 menggunakan tiga HPH dalam proses operasinya. HPH #3 beroperasi tepat setelah *Boiler Feedwater Pump* (BFP). HPH #3 memanfaatkan fluida pemanas berupa ekstraksi uap dari *Intermediate Pressure (IP) Turbine* yang sebelumnya didinginkan pada *steam cooler* dan fluida pemanas lainnya berupa *drain water* dari HPH #2 yang sebelumnya juga didinginkan oleh *drain cooler*. Kedua fluida pemanas ini mengalir pada sisi *shell* namun memiliki *inlet nozzle* yang berbeda. *Feedwater* mengalir pada sisi *tube* sebagai fluida yang dipanaskan. Secara umum, skema HPH dan PLTU Pangkalan Susu unit 2 dapat dilihat pada Gambar 1.2.



Gambar 1.2 Skema PLTU Pangkalan Susu Unit 2

*Steam cooler* adalah *heat exchanger* yang berfungsi untuk menurunkan temperatur ekstraksi uap dari *IP turbine*

sebelum memasuki sisi *shell* dari HPH #3. *Steam cooler* merupakan *heat exchanger* jenis *shell and tube* dimana uap dari ekstraksi IP *turbine* mengalir pada sisi *shell* sebagai pemanas dan *feedwater* dari HPH #1 mengalir pada sisi *tube* sebagai fluida yang dipanaskan. Setelah melalui *steam cooler*, *feedwater* akan mengalir menuju boiler.

*Drain cooler* adalah *heat exchanger* yang berfungsi untuk menurunkan temperatur *drain water* yang berasal dari HPH #2 sebelum masuk ke sisi *shell* HPH #3. Pada kenyataannya, *steam cooler* dan *drain cooler* justru memberikan dampak negatif kepada sistem PLTU. Diantaranya:

1. *Line feedwater* pada *steam cooler* dan *drain cooler* memiliki tekanan yang tinggi (berasal dari BFP) sehingga rentan terjadi kebocoran.
2. Jika terjadi kebocoran pada *steam cooler* dan *drain cooler* maka *feedwater* akan masuk ke HPH #3 sehingga level air didalamnya akan naik dan performa perpindahan panas dari HPH #3 akan menurun.
3. Penempatan *steam cooler* yang disusun secara seri dengan HPH #1, HPH #2 dan HPH #3 mengakibatkan penurunan *reliability* pembangkit. Saat terjadi kebocoran *tube* pada *steam cooler*, maka sistem HPH, bahkan boiler akan terganggu dan berujung pada meningkatnya *Net Plant Heat Rate* (NPHR).

Tiga dampak negatif tersebut melatarbelakangi proses redesign HPH #3 dengan menghilangkan *steam cooler* dan *drain cooler*.

## 1.2 Rumusan Masalah

Rumusan masalah yang digunakan pada penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Bagaimana pengaruh dihilangkannya *steam cooler* dan *drain cooler* dari PLTU terhadap *heat load* HPH #3?
2. Bagaimana pengaruh variasi kecepatan *feedwater* terhadap hasil *redesign* HPH #3?
3. Bagaimana pengaruh variasi *baffle spacing* terhadap hasil *redesign* HPH #3?
4. Bagaimana perbandingan hasil perhitungan menggunakan analisa termodinamika dan perpindahan panas dengan hasil *output software checking heat exchanger*?

## 1.3 Batasan Masalah

Beberapa batasan dan asumsi yang diambil dalam proses perancangan ini adalah:

1. Perancangan berdasarkan data operasi HPH #3 milik PLTU Pangkalan Susu unit 2 pada kondisi TMCR (Turbine Maximum Continuous Rate).
2. Kondisi Operasi diasumsikan *steady state*.
3. Aliran fluida didalam pipa diasumsikan *fully develop flow*.
4. Perpindahan panas secara radiasi diabaikan.
5. Perubahan energi potensial dan energi kinetik diabaikan.
6. *Heat exchanger* terinsulasi dari lingkungan sekitar sehingga perpindahan panas hanya terjadi antara fluida panas dan fluida dingin.

## 1.4 Tujuan

Terkait dengan latar belakang dan rumusal masalah diatas, maka tujuan tugas akhir ini adalah:

1. Melakukan *assesement* terhadap *heat load* HPH #3 setelah *steam cooler* dan *drain cooler* dihilangkan dari system PLTU.
2. Melakukan re-design HPH #3 PLTU Pangkalan Susu Unit 2 dengan variasi *kecepatan feedwater* dan *baffle spacing* menggunakan analisa termodinamika dan perpindahan panas dan *software checking*.
3. Melakukan analisa dan perbandingan hasil antara perhitungan menggunakan analisa termodinamika dan perpindahan panas dengan *software checking heat exchanger*.

## 1.5 Manfaat

Manfaat dari penelitian kali ini adalah sebagai berikut:

1. Menambah pengetahuan mengenai cara mendesain *shell and tube heat exchanger* dengan analisa termodinamika – perpindahan panas.
2. Mengetahui pengaruh kecepatan *feedwater* dan *baffle spacing* terhadap *sizing* dan *pressure drop* pada *shell and tube heat exchanger*.
3. Menyelesaikan permasalahan pada HPH #3, *steam cooler* dan *drain cooler* yang terjadi di PLTU Pangkalan Susu unit 2.





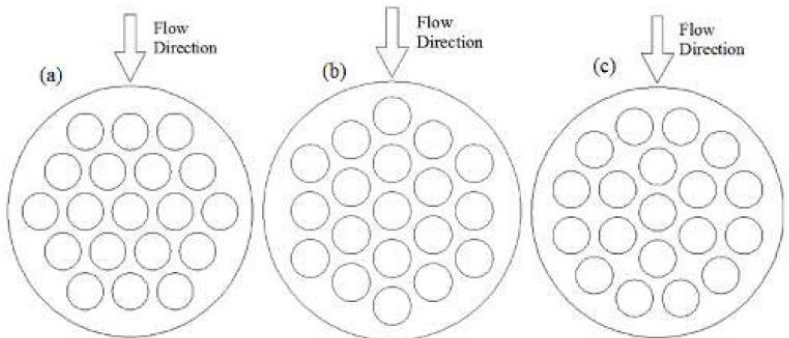
## BAB II TINJAUAN PUSTAKA

### 2.1 Penelitian Terdahulu

Pada sub bab ini akan dijabarkan beberapa hasil dari penelitian-penelitian terdahulu yang akan dijadikan sebagai dasar pertimbangan dalam proses redesign HPH #3.

#### Moses Omolayo Petinrin and Ademola Adebukola Dare (2015)

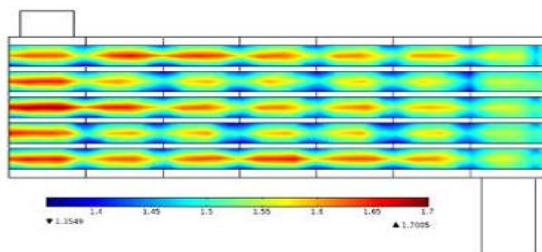
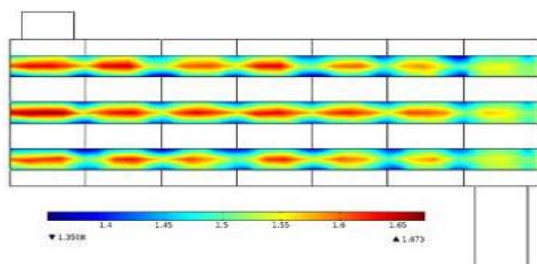
Moses Omolayo Petinrin melakukan penelitian terkait performa *heat exchanger* dengan variasi *tube layout*. Simulasi dilakukan menggunakan *software fluent*. Variasi *tube layout* yang digunakan adalah *triangular* ( $30^\circ$ ), *rotated-triangular* ( $60^\circ$ ) dan kombinasi keduanya dengan geometri lainnya di set tetap. Bentuk *layout* dapat dilihat pada gambar 2.1. dan geometri *heat exchanger* dapat dilihat pada table 2.1.



Gambar 2.1 Variasi Layout Simulasi. (a) Triangular. (b) Rotated Triangular. (c) Combine

Tabel 2.1 Geometri *Heat exchanger*

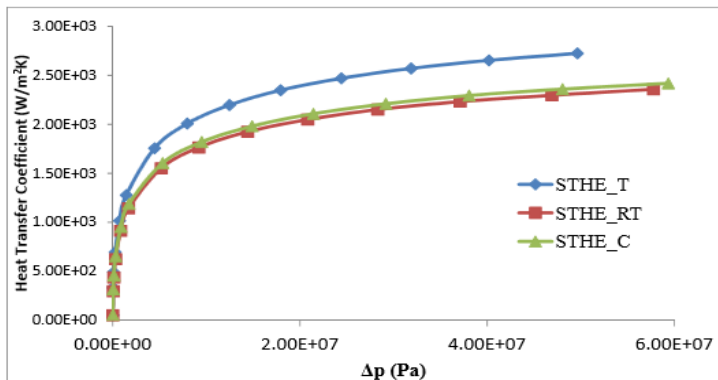
|                             |                           |  |
|-----------------------------|---------------------------|--|
| <b>Shell-side parameter</b> | Shell Diameter            | 108.06 mm  |
|                             | Inlet and Outlet Diameter | 30 mm  |
| <b>Tube parameter</b>       | Tube Diameter, $d$        | 15.88 mm   |
|                             | Layout Pattern            | Triangular (30°), Rotated Triangular and The Combined Layout |
|                             | Pitch                     | $1.25d$  |
|                             | Number of Tubes           | 19   |
| <b>Baffle parameter</b>     | Number of Baffles         | 6  |
|                             | Baffle Cut                | 25%  |
|                             | Baffle Spacing            | 43.26 mm   |



Gambar 2.2 Sebaran Kecepatan Sisi *Tube* pada Potongan Penampang Melintang (a) *Triangular Tube Layout*. (b) *Rotated Triangular Layout*

Dari gambar 2.2. dapat dilihat distribusi kecepatan fluida sisi *tube* secara local. Saat fluida melewati penampang *tube* yang diapit oleh *baffle* maka fluida tidak bersentuhan dengan panas dari fluida sisi *shell*. Hal ini menyebabkan densitas fluida menjadi naik. Dengan *mass flow rate* yang konstan maka kecepatan fluida akan menurun. Namun, nilai kecepatan fluida pada gambar 2.2 (a) cenderung lebih tinggi dibanding (b). hal ini dibuktikan dengan sebaran warna merah yang relative lebih banyak. Ini merupakan indikasi bahwa perpindahan panas pada *triangular layout* lebih baik sehingga *temperature* fluida sisi *tube* lebih tinggi. Akibatnya densitas fluida menjadi turun dan kecepatan menjadi naik.

Namun konsekuensi dari penggunaan *triangular layout* adalah *pressure drop* sisi *shell* menjadi lebih besar jika dibandingkan dengan *rotated-triangular*. Hal ini dapat dilihat pada gambar 2.3.



Gambar 2.3 Grafik Heat Transfer Coefficient Terhadap Presssure Drop

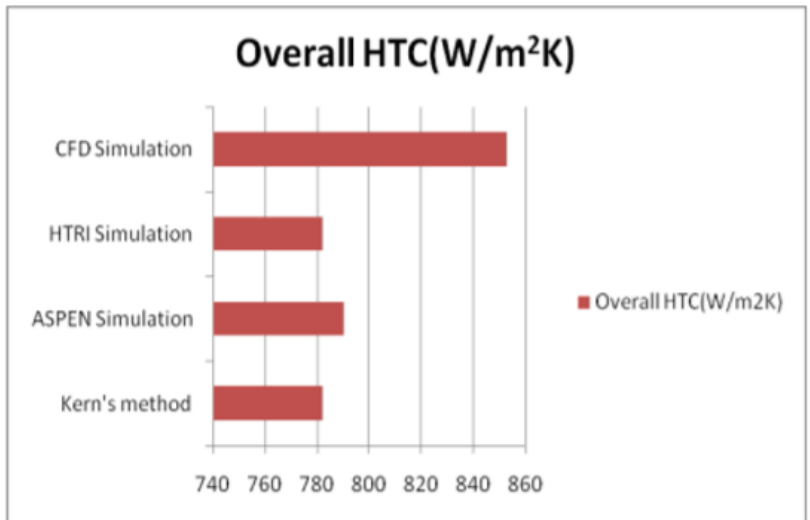
### Ambekar Aniket Shrikant (2013)

Ambekar Aniket Shrikant melakukan penelitian tentang *shell and tube heat exchanger* untuk membandingkan hasil antara perhitungan menggunakan *kern method* dengan berbagai *software design heat exchanger* seperti HTRI, ASPEN dan Solidwork. Proses perpindahan panas yang terjadi antara fluida sisi *tube* dan sisi *shell* dapat dilihat pada table 2.2.

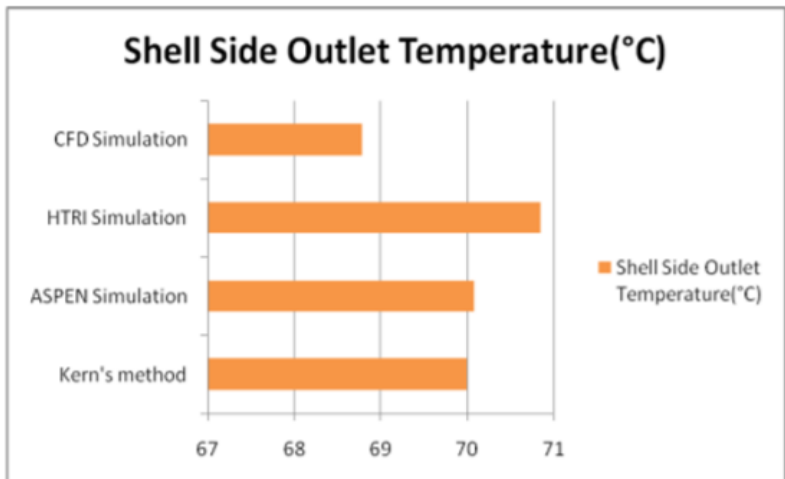
Tabel 2.2 Process Data *Heat exchanger*

|                            |                   |        |
|----------------------------|-------------------|--------|
| $T_{HI}$                   | °C                | 90     |
| $T_{HO}$                   | °C                | 70     |
| Density                    | kg/m <sup>3</sup> | 971.8  |
| Specific Heat Capacity     | kJ/kgK            | 4.1963 |
| Viscosity                  | mPas              | 0.354  |
| Conductivity               | W/mK              | 0.67   |
| Fouling Factor             | -                 | 0.0002 |
| Flow Rate                  | kg/s              | 0.3    |
| Tube Side Fluid-Cold Water |                   |        |
| $T_{CI}$                   | °C                | 30     |
| $T_{CO}$                   | °C                | 38     |
| Density                    | kg/m <sup>3</sup> | 984    |
| Specific Heat Capacity     | kJ/kgK            | 4.178  |
| Viscosity                  | mPas              | 0.725  |
| Conductivity               | W/mK              | 0.623  |
| Fouling Factor             | -                 | 0.0002 |
| Flow Rate                  | kg/s              | 0.7533 |

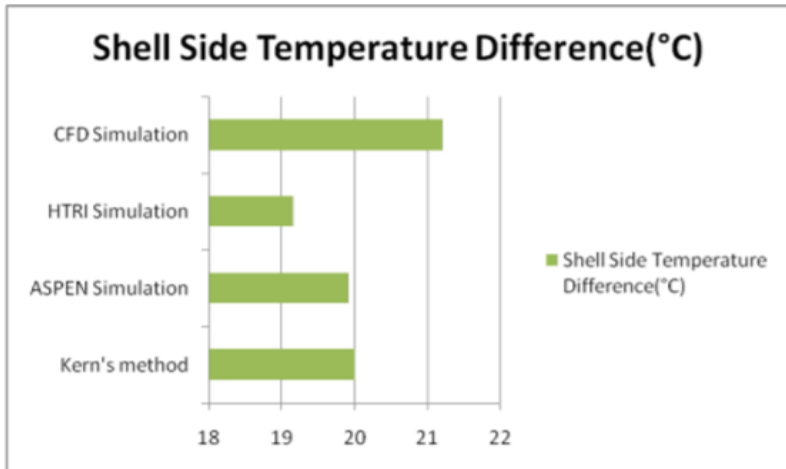
Hasil perhitungan dan simulasi disajikan dalam grafik batang untuk melihat perbedaan masing-masing metode. Hasil Simulasi adalah sebagai berikut:



(a)



(b)



(c)

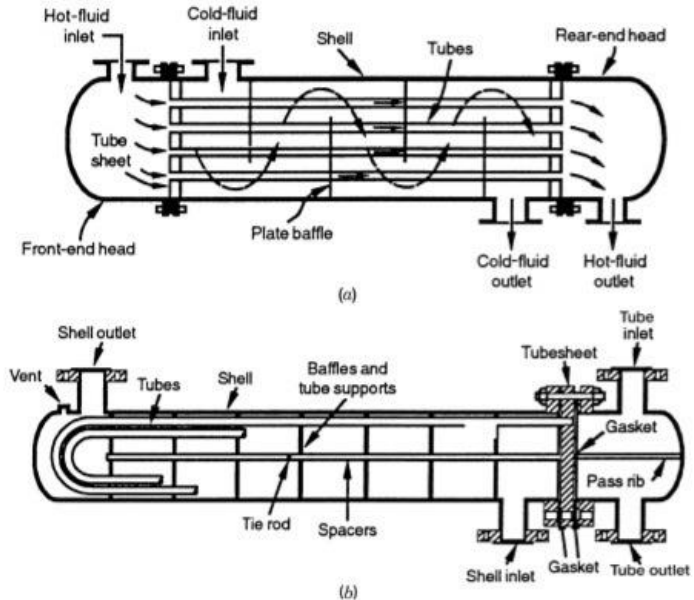
Gambar 2.4 Perbandingan Hasil Perhitungan dan Simulasi. (a) *Overall heat transfer coefficient*. (b) *Shell Side Outlet temperature*. (c) *Shell Side Temperature Difference*

Pada gambar 2.4 (a) terlihat bahwa nilai *overall heat transfer coefficient* hasil simulasi HTRI memiliki nilai yang paling mirip dengan hasil perhitungan kern method disbanding *software* lain. Namun pada gambar 2.4 (b) dan (c) *software* ASPEN justru lebih mirip dengan *kern method* disbanding HTRI. Oleh karena itu, ASPEN merupakan *software* yang paling akurat untuk dibandingkan dengan perhitungan.

## 2.2 Shell and Tube Heat exchanger

*Shell and Tube Heat exchanger* adalah alat penukar kalor yang disusun oleh serangkain pipa yang berada di dalam *cylindrical shell* dimana didalamnya terjadi perpindahan panas yang terjadi antara dua fluida atau lebih. Satu fluida mengalir

didalam pipa sementara fluida lain mengalir di sisi *shell*. Komponen utama dari alat penukar kalor ini diantaranya adalah *tubes*, *shell*, *front end head*, *rear end head*, *baffle* dan *tube sheet*.



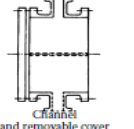
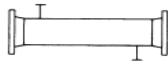

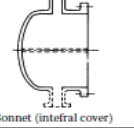
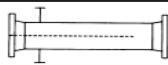
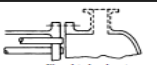
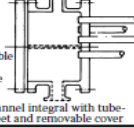


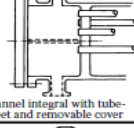
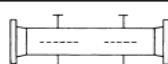
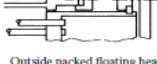
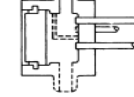
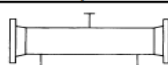
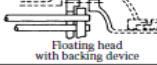
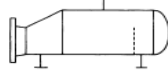
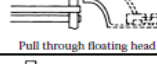
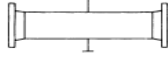
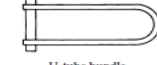
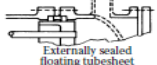
Gambar 2.5 Bagian-bagian *Shell and Tube Heat exchanger*  
 Sumber: *Heat exchangers (Selection, Rating, and Thermal Design)* 3<sup>rd</sup> edition

Kelebihan *heat exchanger* jenis ini adalah:

- mampu dioperasikan pada fluida dengan perbedaan tekanan yang tinggi antara sisi *tube* dengan sisi *shell*.
- mudah untuk dibersihkan.
- biaya pembuatan yang lebih murah dibandingkan dengan *compact heat exchanger*.
- kebocoran pada sisi *tube* mudah untuk diketahui.

### 2.2.1 Tipe Shell

Tipe dari *Shell* telah distandarisasikan oleh TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association) . TEMA mengklasifikasikan *shell* dengan huruf alphabet yang sesuai dengan gambar 2.2.

|   | Front end stationary head types  |   | Shell types  |   | Rear end head types   |
|---|--|---|--|---|---|
| A | <br>Channel and removable cover   | E | <br>One pass shell                          | L | <br>Fixed tubesheet like "A" stationary head |
| B | <br>Bonnet (integral cover)   | F | <br>Two pass shell with longitudinal baffle | M | <br>Fixed tubesheet like "B" stationary head |
| C | <br>Removable tube bundle only<br>Channel integral with tubesheet and removable cover | G | <br>Split flow                              | N | <br>Fixed tubesheet like "N" stationary head |
| N | <br>Channel integral with tubesheet and removable cover                              | H | <br>Double split flow                       | P | <br>Outside packed floating head             |
| D | <br>Special high pressure closure   | J | <br>Divided flow                            | S | <br>Floating head with backing device        |
|   |  | K | <br>Kettle type reboiler                   | T | <br>Pull through floating head              |
|   |  | X | <br>Cross flow                            | U | <br>U-tube bundle                          |
|   |  |   |  | W | <br>Externally sealed floating tubesheet   |

Gambar 2.6 klasifikasi TEMA pada *Front end stationary, Shell* dan *Rear end head*

Sumber: *Heat exchangers (Selection, Rating, and Thermal Design)* 3<sup>rd</sup> edition



Tipe E merupakan tipe yang sering ditemui karena harganya murah dan proses pembuatannya relatif mudah karena hanya digunakan untuk satu laluan, namun untuk meningkatkan perbedaan temperatur dapat digunakan tipe F karena memiliki pola aliran *counterflow* yang lebih baik. Pola aliran *counterflow* yang lebih baik ini disebabkan adanya *longitudinal baffle* yang memisahkan antara pipa masuk dan keluar pada fluida dingin. Tipe J dan X yang memiliki tingkat *pressure drop* yang rendah sehingga cocok digunakan sebagai *vacuum heat exchanger*. Hal ini disebabkan oleh lubang masuk fluida panas yang berada di tengah *shell* dan lubang keluar berada pada sisi yang berlawanan, selain itu tidak adanya *baffle* juga menyebabkan rendahnya *pressure drop*.

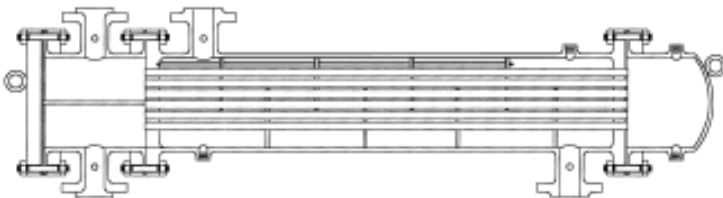
### 2.2.2 Tipe Tube Bundle

Tujuan utama dari mendesain *tube bundle* adalah mengakomodasi *thermal expansion*, menyediakan kemudahan dalam proses pembersihan serta meminimalisir biaya konstruksi sehingga menjadi lebih murah.

Ada beberapa jenis dari *tube bundle* yaitu *U tube*, *fix tube sheet* dan *pull through floating head*. *U tube* memiliki kelebihan berupa biaya konstruksi yang murah dikarenakan hanya membutuhkan satu *tube sheet* dan memiliki *thermal expansion* yang tidak terbatas. Namun kekurangannya adalah sisi *tube* pada bagian *U bend* tidak dapat dibersihkan dan hanya dapat diaplikasikan pada laluan berjumlah genap. Tipe *Fix tube sheet* artinya *tube sheet* di las dengan *shell* sehingga tidak ada akses dari luar untuk proses pembersihan. Tipe ini memiliki ekspansi termal yang terbatas. Sementara keuntungannya tipe ini adalah masing-masing *tube* dapat dilepas sehingga proses pembersihan dan maintenance menjadi lebih mudah.



(a)



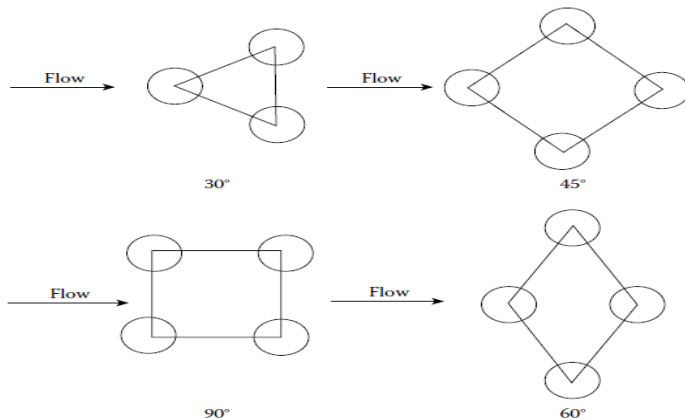
(b)

Gambar 2.7 (a) *U tube bundle Type* (b) *Fix Tube Bundle Type*

Sumber: *Heat exchangers (Selection, Rating, and Thermal Design)* 3<sup>rd</sup> edition

### 2.2.3 Tube Layouts

*Tube layouts* merupakan karakteristik dari sudut yang dibentuk oleh dua *tube*. Sudut tersebut terdiri dari  $30^\circ$ ,  $45^\circ$ ,  $60^\circ$  dan  $90^\circ$ . Diantara 4 jenis *tube layout*, mayoritas *shell and tube heat exchanger* menggunakan *tube layout* dengan sudut  $30^\circ$  karena perpindahan panas yang lebih baik. Pemilihan *tube layout* jenis lainnya dapat dipilih karena alasan khusus, misalnya ketika *clearance* besar dibutuhkan untuk pembersihan, maka sudut  $45^\circ$  dan  $90^\circ$  yang akan dipilih.



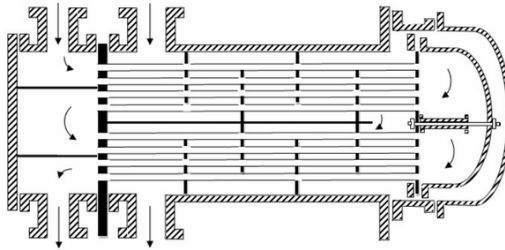
Gambar 2.8 *Tube Layout*

Sumber: *Heat exchangers (Selection, Rating, and Thermal Design) 3<sup>rd</sup> edition*

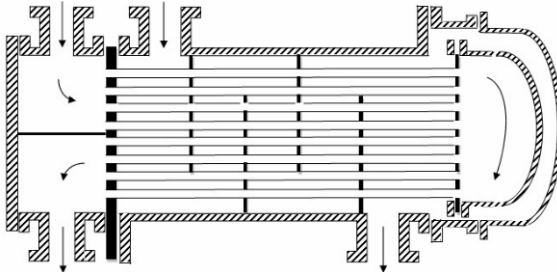
*Tube pitch* merupakan jarak antara kedua *tube*, apabila jarak ini terlalu dekat maka akan menyebabkan *tube sheet* menjadi rapuh. *Tube pitch* dapat ditentukan dari *pitch ratio* yaitu jarak antara *tube pitch* dengan diameter *shell*. TEMA menentukan *pitch ratio* sebesar 1,25-1,5.

#### 2.2.4 Laluan Pipa

Tujuan dari memperbanyak laluan pipa pada *shell* adalah memperbesar nilai perpindahan panas, meningkatkan laju aliran fluida pada bagian *tube* dan meminimalisir *fouling* pada pipa. Pada bagian *tube*, sisi masuk fluida dan sisi keluar fluida harus berada pada sisi yang sama sehingga jumlah laluan harus berjumlah genap.



(a)



(b)

Gambar 2.9 (a) 2 pass dan (b) 4 pass shell and tube heat exchanger

Sumber: *Heat exchangers (Selection, Rating, and Thermal Design)* 3<sup>rd</sup> edition

Tiap laluan pipa memiliki faktor  $f$ , faktor  $f$  adalah koreksi profil temperatur. Satu laluan dengan counterflow memiliki nilai  $F=1,00$ , untuk tiap laluan yang nilainya lebih dari 1 dapat diestimasikan nilai  $f = 0,9$ .

### 2.2.5 Bahan pipa

Agar terjadi perpindahan panas yang optimal maka dibutuhkan bahan yang mampu beroperasi dengan baik dan maksimal. Beberapa faktor yang perlu

dipertimbangkan dalam menentukan bahan dari *tube side*:

a. Konduktifitas thermal

Setiap material memiliki nilai konduktivitas termal yang berbeda, untuk menghasilkan perpindahan panas yang bagus maka dibutuhkan bahan yang memiliki konduktifitas termal yang tinggi. Bahan yang memiliki konduktivitas termal yang tinggi antara lain baja karbon rendah, baja paduan, *stainless steel*, tembaga, aluminium dan titanium.

b. Korosi

Ketahanan terhadap korosi merupakan salah satu faktor untuk memilih bahan yang akan digunakan pada pipa agar pipa memiliki nilai *reliability* yang baik. Bahan yang tidak tahan terhadap korosi tentunya akan memperpendek umur dari pipa sehingga efektivitas dari alat penukar kalor tersebut akan menurun.

c. Tekanan

Fluida yang mengalir pada sisi pipa memiliki tekanan yang tinggi, apabila bahan dari pipa tersebut tidak mampu menahan tekanan yang tinggi maka akan menyebabkan terjadinya deformasi plastis yang berakhir dengan kebocoran.

d. Temperatur

Alat penukar kalor akan di aliran fluida yang memiliki temperatur relatif tinggi di sisi *tube* maupun *shell*, bahan yang tidak mampu menahan temperatur tinggi akan memuai atau meleleh. *Boiling point* dari suatu bahan menjadi salah satu faktor penentu dalam memilih suatu bahan penyusun pipa.

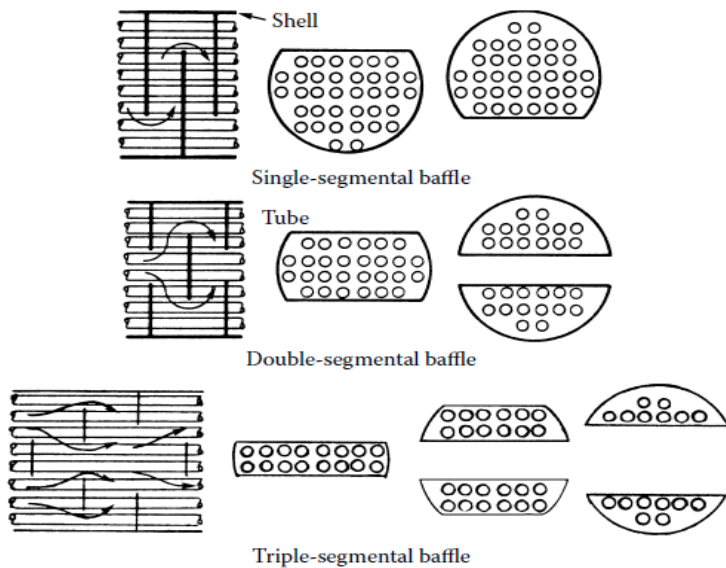
### 2.2.6 Baffle

*Baffle* berfungsi sebagai pengarah aliran fluida pada sisi *buffle* agar arah aliran berpotongan tegak lurus dengan arah aliran pada sisi *tube* dan sebagai penyangga dari *tube* untuk mengurangi terjadinya vibrasi.

*baffle* berdasarkan arahnya dapat diklasifikasikan menjadi *longitudinal baffle* dan *tranversal baffle*. *Longitudinal baffle* merupakan jenis *baffle* yang memisahkan sisi masuk dengan sisi keluar fluida pada sisi *shell*, pemisahan ini bertujuan agar terjadinya aliran fluida pada sisi masuk tidak berinteraksi dengan aliran fluida pada sisi masuk. *Baffle* jenis ini terdapat pada *shell* tipe F. *Tranversal baffle* dipasang melintang dari sisi *shell*.

Jarak antara *baffle* berkisar diantara 0,4 hingga 0,6 dari *shell* diameter, pemilihan jarak antara *baffle* harus dilakukan berhati-hati, bila terlalu jauh maka akan terjadi vibrasi berlebih pada sisi *tube* dan bila terlalu dekat maka akan terjadi vibrasi berlebih. Nilai *baffle cut* yang direkomendasikan berkisar antara 25%-35%.

*Baffle* dapat diklasifikasikan berdasarkan geometri dari bentuk maupun dari jumlah segmennya. Berdasarkan geometrinya, *baffle* dibagi menjadi *rod baffle* dan *plate baffle*, sedangkan berdasarkan jumlah segmennya, terdapat *single segmental*, *double segmental* dan *triple segmental*.



Gambar 2.10 Single segmented, double segmented dan triple segmented baffle

Sumber: *Heat exchangers (Selection, Rating, and Thermal Design)* 3<sup>rd</sup> edition

## 2.2.6 Geometri Awal Design *Heat exchanger*

Luas perpindahan panas pada *shell and tube heat exchanger* secara geometri dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut<sup>[5]</sup>:

$$A_o = \pi OD_{tube} N_T L \dots\dots\dots(2.1)$$

Dimana:

- $N_T$  = Jumlah *tube*
- $OD_{tube}$  = Diameter luar *tube*
- $L$  = Panjang *tube*

Dalam melakukan redesign *heat exchanger*, nilai panjang merupakan hasil akhir dari perhitungan geometri dan diameter luar dan dalam *tube* merupakan input. Dengan divariasikannya nilai kecepatan feedwater, maka nilai jumlah *tube* dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut<sup>[5]</sup>:

$$N_T \frac{4 \dot{m}_{fw} N_p}{\pi \rho_{fw} ID_{tube}^2 v_{fw}} \dots \dots \dots (2.2)$$

Dimana:  $N_T$  = Jumlah *tube*  
 $N_p$  = Jumlah laluan *tube*  
 $\rho_{fw}$  = massa jenis feedwater pada Tb ( $kg/m^3$ )  
 $\dot{m}_{fw}$  = mass flowrate feedwater yang mengalir dalam pipa ( $kg/s$ )  
 $v_{fw}$  = variasi kecepatan feedwater ( $m/s$ )  
 $ID_{tube}$  = diameter dalam *tube* (m)

Diameter *shell* juga dapat setelah jumlah *tube* didalamnya diketahui. Perhitungan diameter *shell* bergantung pada beberapa factor seperti jumlah laluan dan *tube* layout. Berdasarkan jumlah laluan, nilai CTP adalah:

Untuk satu laluan *tube*: CTP = 0,93

Untuk dua laluan *tube*: CTP = 0,9

Untuk tiga laluan *tube*: CTP = 0,85

Berdasarkan *tube* layoutnya, nilai CL adalah:

Untuk *tube* layout 45° dan 90° CL = 1

Untuk *tube* layout 30° dan 60° CL = 0,87

Dengan ditentukannya nilai CL dan CTP, maka diameter *shell* dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut<sup>[5]</sup>:



$$ID_{shell} = \sqrt{\frac{OD_{tube}^2 N_T P_R^2 CL}{0,785 CTP}} \dots\dots\dots(2.3)$$

## 2.3 Analisa Termodinamika

### 2.3.1 Control Volume pada Kondisi Steady State

Berdasarkan siklus *rankine*, Sistem Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU) memiliki 4 peralatan utama yaitu boiler, turbin, kondensor dan pompa. Proses analisa aliran masuk dan keluar dari fluida didalam peralatan PLTU dapat didekati dengan analisa *control volume* pada kondisi *steady state* yang artinya kondisi ideal dimana semua sifat fluida tidak berubah seiring dengan berubahnya waktu. Sifat-sifat yang dimaksud antara lain temperatur, tekanan, massa jenis.

Selama *steady state flow process*, total *massa* didalam *control volume* juga tidak berubah terhadap waktu ( $dm_{cv}/d_t = 0$ ). Artinya *massa* yang masuk sama dengan *massa* yang keluar dari *control volume*.<sup>[5]</sup>

$$\sum \dot{m}_i = \sum \dot{m}_e \dots\dots\dots(2.4)$$

Dimana  $\dot{m}_i$  merupakan laju aliran massa sisi masuk dan  $\dot{m}_e$  merupakan laju aliran massa sisi keluar. Sehingga persamaan diatas dapat disederhanakan menjadi  $\dot{m}_i = \dot{m}_e = \dot{m}$ .

Hal ini juga terjadi pada neraca energi dimana total energi didalam *control volume* tidak berubah terhadap waktu ( $dE_{cv}/d_t = 0$ ). Dengan kata lain energi yang masuk sama dengan energi yang keluar dari sistem atau *control volume*.<sup>[5]</sup>

$$\sum E_i = \sum E_e \dots\dots\dots(2.5)$$

Laju perpindahan energi pada kondisi steady dapat dituliskan sebagai berikut<sup>[5]</sup>:

$$\dot{Q}_i + \dot{W}_i + \sum \dot{m}_i \left( h_i + \frac{v_i^2}{2} + gz_i \right) = \dot{Q}_e + \dot{W}_e + \sum \dot{m}_e \left( h_e + \frac{v_e^2}{2} + gz_e \right) \dots \dots \dots (2.6)$$

- Dimana,
- i = sisi masuk; e = sisi keluar
  - $\dot{m}$  = Laju aliran massa (kg/s)
  - $\dot{Q}$  = Kalor (kJ)
  - $\dot{W}$  = Kerja (kJ)
  - $h$  = Entalphi/massa (kJ/kg)
  - $v$  = Kecepatan fluida (m/s)
  - $g$  = Konstanta gravitasi (m/s<sup>2</sup>)
  - $z$  = Ketinggian (m)

**2.3.2 Energi Balance**

Pada analisa *control volume* dapat digunakan konsep keseimbangan energi yang membantu dalam analisis berbagai proses pada alat penukar kalor. Persamaan kesetimabangan energi dapat dipahami sebagai berikut<sup>[5]</sup>:

$$E_{in} + E_g = E_{out} + E_{st} \dots \dots \dots (2.7)$$

- Dimana:
- $E_{in}$  = Energi yang masuk kedalam sistem
  - $E_g$  = Energi yang masuk dibangkitkan oleh sistem
  - $E_{out}$  = Energi yang keluar dari sistem
  - $E_{st}$  = Energi yang tersimpan oleh sistem

Energi yang masuk ke dalam sistem ( $E_{in}$ ) merupakan energi yang terkandung dalam fluida yang masuk ke dalam sistem. Energi bangkitan ( $E_g$ ) merupakan energi yang telah diubah dari satu bentuk energi (misalnya: kimia, electromagnetik, nuklir atau listrik) menjadi energi dalam bentuk lain panas atau mekanik . Energi yang keluar dari sistem ( $E_{out}$ ) merupakan energi yang terkandung dalam fluida yang

keluar dari sistem. Energi yang disimpan ( $E_{st}$ ) dapat dipahami dengan seberapa besar suatu material dapat menyimpan kalor atau energi di dalam material tersebut.

## 2.4 Analisa Perpindahan Panas

### 2.4.1 Analisa Perpindahan Panas di Sisi *Tube*

Perpindahan panas yang terjadi di dalam *tube* dianalisa berdasarkan perpindahan panas konveksi pada aliran internal. Aliran internal adalah aliran fluida yang dibatasi oleh surface. Terdapat 2 jenis aliran, yaitu aliran laminar dan aliran turbulen. Kedua jenis aliran ini dapat dibedakan berdasarkan pola alirannya dan nilai bilangan *Reynolds*. Aliran fluida internal akan berpola turbulen jika memiliki bilangan *Reynolds* lebih dari 2300, jika bilangan *Reynolds* kurang dari 2300 maka aliran tersebut akan berpola laminar. Berikut adalah persamaan yang dapat digunakan untuk menghitung nilai *Reynolds number*<sup>[3]</sup>:

$$Re_D = \frac{\rho v D}{\mu} \dots \dots \dots (2.8)$$

Karena  $\dot{m} = \rho v A_c$  dimana  $A_c$  adalah luas *circular tube* dengan rumus  $A_c = \pi D^2/4$ , maka persamaan 2.5 dapat diubah menjadi<sup>[3]</sup>:

$$Re_D = \frac{4 \dot{m}}{\pi D \mu} \dots \dots \dots (2.9)$$

Dimana:

|           |   |                                 |
|-----------|---|---------------------------------|
| $\rho$    | = | massa jenis fluida ( $kg/m^3$ ) |
| $v$       | = | kecepatan aliran fluida (m/s)   |
| $D$       | = | diameter dalam <i>tube</i> (m)  |
| $\mu$     | = | viskositas absolut fluida       |
| $\dot{m}$ | = | laju aliran massa (kg/s)        |

Semua *properties* pada perhitungan koefisien konveksi di sisi *tube* dicari pada *fluid mean bulk temperature* dengan rumus<sup>[3]</sup>:

$$T_B = \frac{T_i + T_o}{2} \dots\dots\dots(2.10)$$

Dimana  $T_i$  adalah temperatur fluida masuk dan  $T_o$  adalah temperatur fluida keluar sisi *tube*.

a. Aliran Laminar

Aliran laminar adalah aliran yang memiliki *Reynolds number*  $< 2300$ . Perpindahan panas pada aliran laminar di dalam *circular tube* dapat ditinjau dari 2 kondisi, yaitu pada saat *heat flux* permukaan konstan dan pada saat *temperature surface* konstan. Pada *circular tube* dengan karakteristik *uniform surface heat flux*, aliran laminar serta *fully developed condition*, nilai *nusselt number* nya berupa suatu konstanta yang besarnya tidak bergantung pada  $Re$ ,  $Pr$  dan axial location. Persamaan 2.8 dan 2.9 adalah persamaan yang digunakan untuk menghitung nilai Nusselt number pada aliran laminar<sup>[3]</sup>.

$$Nu_D = 4.36 \text{ (qs'' = konstan)} \dots\dots\dots(2.11)$$

$$Nu_D = 3.66 \text{ (Ts = konstan)} \dots\dots\dots(2.12)$$

b. Aliran Turbulen

Aliran turbulen adalah aliran yang memiliki nilai *Reynolds number*  $> 2300$ . Berdasarkan *Gnielinski correlation*, nilai *nusselt number* pada aliran turbulen dapat dihitung menggunakan persamaan 2.10<sup>[3]</sup>.

$$Nu_D = \frac{(f/2)(Re-1000) Pr}{1+12.7(f/2)^{1/2}(Pr^{2/3}-1)} \dots\dots\dots(2.13)$$

Dimana:  $f = (1,58 \ln Re - 3,28)^{-2}$

Re = Reynolds number sisi tubes  
Pr = Prandtl number

Setelah dilakukan perhitungan nilai *Nusselt Number* (*Nu*) maka nilai koefisien konveksi pada sisi *tube* dapat diperoleh dengan rumus<sup>[3]</sup>:

$$h_i = \frac{Nu_D k}{D} \dots \dots \dots (2.14)$$

## 2.4.2 Analisa Perpindahan Panas di Sisi *Shell*

Perpindahan panas di sisi *shell* HPH #3 terbagi menjadi dua zona utama, yaitu: *desuperheating* dan *condensing zone*. Pada *desuperheating zone*, perpindahan panas dianalisa menggunakan metode mcAdams. Pada *Condensing zone*, perpindahan panas dianalisa dengan rumus kondensasi pada *vertical tube*.

### a) Desuperheating Zone

Fluida masuk pada *desuperheating zone* berupa *superheated steam* dan keluar menjadi *saturated steam*. Perpindahan panas di zone ini dipengaruhi oleh adanya baffle sehingga aliran fluida menjadi *cross flow* dan turbulensinya meningkat. Pada *shell and tube heat exchanger* yang memiliki baffle didalamnya, nilai koefisien konveksi sisi *shell* dapat dicari dengan metode mcAdams<sup>[5]</sup>:

$$\frac{h_o D_e}{k} = 0.36 \left( \frac{D_e G_s}{\mu} \right)^{0.55} \left( \frac{C_p \mu}{k} \right)^{1/3} \left( \frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (2.15)$$

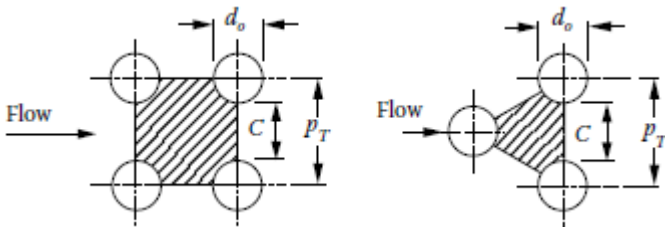
$$\text{for } 2 \times 10^3 < Re_s = \frac{D_e G_s}{\mu} < 1 \times 10^6$$

Dimana:  $h_o$  = Koefisien konveksi sisi *shell* (W/m<sup>2</sup>K)  
 $D_e$  = Diameter equivalent (m)

- k = Konduktivitas thermal fluida sisi *shell*
- Gs = Mass velocity sisi *shell* (kg/s.m<sup>2</sup>)
- $\mu_b$  = viskositas dinamis fluida sisi *shell* pada  $T_{bulk}$
- $\mu_w$  = viskositas dinamis fluida sisi *shell* pada  $T_{wall}$
- Res = Bilangan Reynold sisi *shell*

Seluruh *properties* dicari pada temperatur rata-rata antara fluida masuk dan fluida keluar ( $T_B$ ), kecuali  $\mu_w$  yang dicari berdasarkan *temperature* dinding *tube* ( $T_w$ ). *Equivalent diameter* ( $D_e$ ) adalah diameter *tube* yang dihitung sepanjang sumbu *shell* (bukan pada melintang). Secara umum  $D_e$  dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut<sup>[5]</sup>:

$$D_e = \frac{4 \times \text{Free Flow Area}}{\text{Wetted Perimeter}} \dots \dots \dots (2.16)$$



Gambar 2.11 Equivalent Diameter berdasarkan Konfigurasi Square dan Triangular *Pitch Tube* Layout.

Nilai  $D_e$  bergantung pada konfigurasi *pitch tube* layout. Pada layout square,  $D_e$  dapat dihitung dengan rumus<sup>[5]</sup>:

$$D_e = \frac{4 (P_T^2 - \pi d_o^2 / 4)}{\pi d_o} \dots \dots \dots (2.17)$$

Pada layout triangular, De dapat dihitung dengan rumus<sup>[5]</sup>:

$$D_e = \frac{4 \left( \frac{P_T^2 \sqrt{3}}{4} - \frac{\pi d_o^2}{8} \right)}{\pi d_o/2} \dots\dots\dots(2.18)$$

Saat mengalir didalam *shell*, *mass velocity* (Gs) dari fluida dipengaruhi oleh *mass flow rate* dan *cross flow area*. *Cross flow area* ( $A_s$ ) adalah luasan perpindahan panas yang dilalui oleh fluida sisi *shell* pada baffle spacing tertentu.  $A_s$  dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut<sup>[5]</sup>:

$$A_s = \frac{D_s C B_s}{P_T} \dots\dots\dots(2.19)$$

- Dimana:  $D_s$  = Diameter dalam sisi *shell* (m)  
 $C$  = Jarak terluar antar *tube* (m)  
 $B_s$  = Jarak antar baffle (m)  
 $P_T$  = Jarak antar titik pusat *tube* (m)

Dengan demikian *shell side mass velocity* (Gs) dapat dihitung dengan rumus:

$$G_s = \frac{\dot{m}}{A_s} \dots\dots\dots(2.20)$$

## b) Condensing Zone

Koefisien konveksi *condensing zone* rata-rata pada permukaan luar *tube banks* dapat dihitung menggunakan analisa *film condensation* pada *vertical tube*. Pada pendekatan ini, terdapat dimensionless parameter (P) yang nilainya akan menentukan penggunaan rumus *Nusselt number* (Nu) dan koefisien perpindahan panas sisi *shell* (ho). Nilai P dapat dihitung dengan rumus<sup>[3]</sup>:

$$P = \frac{k_l L (T_{sat} - T_s)}{\mu_l h'_{fg} (v_l^2/g)^{1/3}} \dots \dots \dots (2.21)$$

Seluruh *properties* aliran dicari pada *film temperature* [ $T_f = (T_{sat} + T_s)/2$ ] kecuali  $\rho_v$  dan  $h'_{fg}$  yang dicari pada *saturated temperature* ( $T_{sat}$ ). Nilai  $h'_{fg}$  dapat dihitung dengan<sup>[3]</sup>:

$$h'_{fg} = h_{fg} (1 + 0,68 Ja) \dots \dots \dots (2.22)$$

Ja merupakan *Jacob number* yang dihitung dengan persamaan<sup>[3]</sup>:

$$Ja = Cp \left( \frac{T_s - T_{sat}}{h_{fg}} \right) \dots \dots \dots (2.23)$$

Setelah menghitung nilai P, maka Nusselt Number (Nu) dan koefisien perpindahan panas pada *condensing zone* ( $h_o$ ) dapat dihitung dengan rumus<sup>[3]</sup>:

$$\overline{Nu}_L = 0.943 P^{-1/4} \qquad P \leq 15,8$$

$$\overline{Nu}_L = \frac{1}{P} (0,68P + 0,89)^{0,82} \qquad 15,8 \leq P \leq 2530$$

$$\overline{Nu}_L = \frac{1}{P} (0,68P + 0,89)^{0,82} \qquad P \geq 2530, Pr_l \geq 1$$

- Dimana:
- $h_{ocon}$  = Koefisien konveksi *condensing zone*
  - $g$  = Percepatan gravitasi =  $9,81 \text{ m/s}^2$
  - $\rho$  = Massa jenis fluida ( $\text{kg/m}^3$ )
  - $h'_{fg}$  = Perubahan entalpi ( $\text{kJ/kg}$ )
  - $v_l$  = Viskositas kinematis ( $\text{m}^2/\text{s}$ )
  - $Cp$  = Panas jenis fluida ( $\text{kJ/kg K}$ )



### 2.4.3 Analisa *Heat exchanger* dengan Metode LMTD

Analisis perpindahan panas pada *heat exchanger* dapat dilakukan dengan menggunakan metode *Log Mean Temperature Difference (LMTD)*. Metode ini digunakan untuk mendesain suatu *heat exchanger* dengan data berupa temperatur fluida masuk dan fluida keluar. Berdasarkan karakteristik aliran pada *heat exchanger*, High Pressure Heater #3 merupakan tipe *counterflow heat exchanger*. Gambar 2.9 menunjukkan distribusi temperatur pada *counterflow heat exchanger*. Berdasarkan metode LMTD, besarnya *heat rate* ( $Q$ ) adalah sebagai berikut<sup>[3]</sup>:

$$Q = UA\Delta T_{lm} \dots \dots \dots (2.24)$$

Dimana:  $Q$  = Laju perpindahan panas (kW)  
 $U$  = *Overall heat transfer coefficient* (W/m<sup>2</sup>.K)  
 $A$  = Luasan perpindahan panas (m<sup>2</sup>)  
 $\Delta T_{lm}$  = *Log mean temperature difference* (K)

Nilai *overall heat transfer coefficient* ( $U$ ) dapat dihitung dengan rumus<sup>[3]</sup>:

$$U = \frac{1}{R_{tot}A}$$

$$U = \left[ \frac{1}{h_o} + \frac{r_o}{r_i} \frac{1}{h_i} + r_o \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{k} \right]^{-1} \dots \dots \dots (2.25)$$

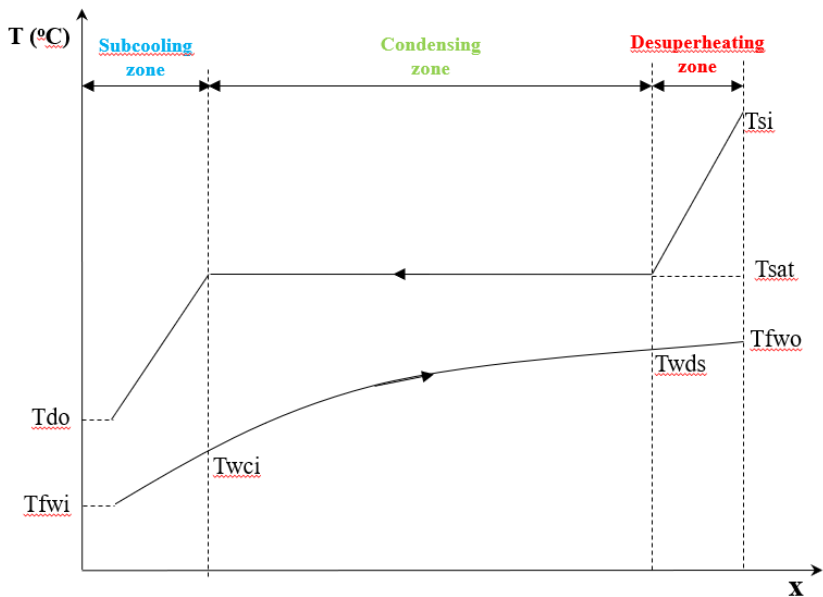
Dimana:  $h_i$  = koefisien konveksi perpindahan panas sisi dalam (W/m<sup>2</sup>k)  
 $h_o$  = koefisien konveksi perpindahan panas sisi luar (W/m<sup>2</sup>k)

$k$  = konduktivitas termal pada dinding pipa  
(W/mk)

$r_i$  = Radius pipa bagian dalam (m)

$r_o$  = Radius pipa bagian luar (m)

$\Delta T_{lm}$  merupakan perbedaan temperatur rata-rata antara kedua fluida. Susunan aliran pada *shell and tube heat exchanger* memiliki gambar dan persamaan  $\Delta T_{lm}$  sebagai berikut:



Gambar 2.12 Grafik temperatur – jarak perpindahan panas pada *Shell and Tube Heat exchanger*

$$\Delta T_{lm,i} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \dots\dots\dots(2.26)$$

$\Delta T_{lm,i}$  adalah LMTD (*log mean tempeartur diffrence*) untuk aliran *counter flow* dimana  $\Delta T_1$  adalah perbedaan temperatur antara fluida panas dengan fluida dingin pada sisi satu dan  $\Delta T_2$  adalah perbedaan temperatur antara fluida panas dengan fluida dingin pada sisi dua. Sisi satu dan sisi dua memiliki temperatur atau fase yang berbeda pada setiap zona perpindahan panas (*desuperheating dan condensing*)<sup>[4]</sup>.

## 2.5 Pressure Drop

Penurunan tekanan akan terjadi pada fluida saat mengalir didalam *heat exchanger* baik di sisi *tube* maupun di sisi *shell*. Analisa *pressure drop* merupakan salah satu analisa paling penting dalam proses *design heat exchanger* karena berhubungan dengan *pumping power*. Dalam kasus HPH, maka *pumping power* dari *Boiler Feed Water Pump (BFP)* akan terpengaruh dengan *pressure drop* di sisi *tube*. *Pressure drop* di sisi *tube* dan sisi *shell* dipengaruhi oleh beberapa faktor yang berbeda dan akan dibahas lebih detail pada sub bab 2.5.1 dan 2.5.2.

### 2.5.1 Pressure Drop pada Sisi Tube

Penurunan tekanan di sisi *tube* terdiri dari *major losses* dan *minor losses*. *Major losses* diakibatkan oleh adanya gesekan di sepanjang pipa lurus. *Minor losses* pada *tube* diakibatkan adanya perubahan arah aliran di dalam *tube* (pada alir multipass) dan adanya perubahan luasan (*sudden expansion dan sudden contraction*). *Major losses* dihitung dengan persamaan<sup>[4]</sup>:

$$\Delta P_{t,major} = 4 f \frac{L N_p}{d_i} \rho \frac{u_m^2}{2} \dots\dots\dots(2.27)$$

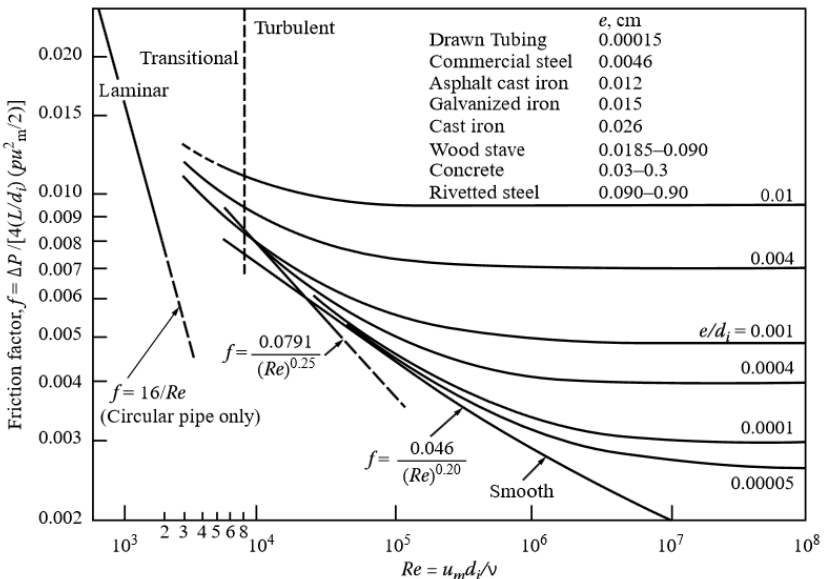
Besarnya minor losses dihitung dengan persamaan<sup>[4]</sup>:

$$\Delta P_{t,minor} = 4 N_p \frac{\rho u_m^2}{2} \dots\dots\dots(2.28)$$

Maka, total penurunan tekanan di sisi *tube* adalah<sup>[4]</sup>:

$$\Delta P_{tube} = \left[ 4 f \frac{L N_p}{d_i} + 4 N_p \right] \frac{\rho u_m^2}{2} \dots\dots\dots(2.29)$$

*f* adalah koefisien gesek (*friction factor*) yang dipengaruhi oleh bilangan *Reynolds*, diameter dalam *tube* dan kekasaran *tube*. Nilai *f* dapat dicari pada gambar 2.11.



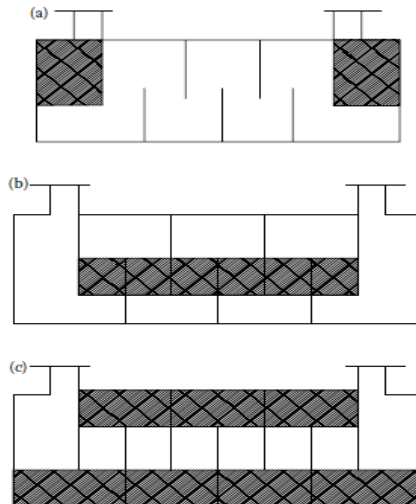
Gambar 2.13 Friction Factor for Fully Develop Flow Inside a Circular Duct

Sumber: *Heat exchangers (Selection, Rating, and Thermal Design) 3<sup>rd</sup> edition*

Dimana:  $\Delta P_{tube}$  = *Pressure drop* pada sisi *tubes* (Pa)  
 $f$  = *Friction factor*  
 $L$  = Panjang *tubes* pada satu laluan *heat exchanger* (m)  
 $N_p$  = Jumlah laluan *tubes* pada *heat exchanger*  
 $U_m$  = Kecepatan rata-rata aliran didalam *tubes* (m/s)  
 $d_i$  = Diameter dalam *tubes* (m)

### 2.5.2 Pressure Drop pada Shell

Penurunan tekanan di sisi *shell* merupakan penjumlahan dari tiga jenis penurunan tekanan di masing-masing daerah *shell*. (Gambar 2.14)



Gambar 2.14 Pembagian Daerah *Pressure Drop* pada sisi *Shell*. (a) *Shell Entrance and Exit*. (b) *Shell Interior*. (c) *Shell Window*

Sumber: *Heat exchangers (Selection, Rating, and Thermal Design)* 3<sup>rd</sup> edition

Pada bagian *interior baffle*, penurunan tekanan dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut:

$$\Delta P_i = \Delta P_{bi}(N_B - 1)R_lR_b \dots\dots\dots(2.30)$$

Dimana  $\Delta P_{bi}$  merupakan besarnya penurunan tekanan pada *tube bank* ideal pada bagian interior diantara dua baffle.

$$\Delta P_i = 4f_i \left(\frac{\dot{m}}{A_s}\right)^2 \left(\frac{1}{2\rho_s}\right) \dots\dots\dots(2.31)$$

$$f_i = \exp(0.576 - 0.19 \ln Re_s)$$

$$N_B = \frac{L}{B} - 1$$

- Dimana:
- $f_i$  = Koefisien gesek sisi *shell*
  - $N_B$  = Jumlah Baffle
  - B = Baffle Spacing

$R_l$  merupakan factor koreksi akibat adanya kebocoran pada baffle yang besarnya 0,4 – 0,5.  $R_b$  merupakan factor koreksi akibat adanya aliran *bypass* yang besarnya 0,5-0,8.

Pada bagian window, penurunan tekanan dipengaruhi secara signifikan oleh adanya aliran *bypass*. Penurunan tekanan pada bagian window dapat dihitung dengan persamaan:

$$\Delta P_w = \Delta P_{wi} N_B R_l \dots\dots\dots(2.32)$$

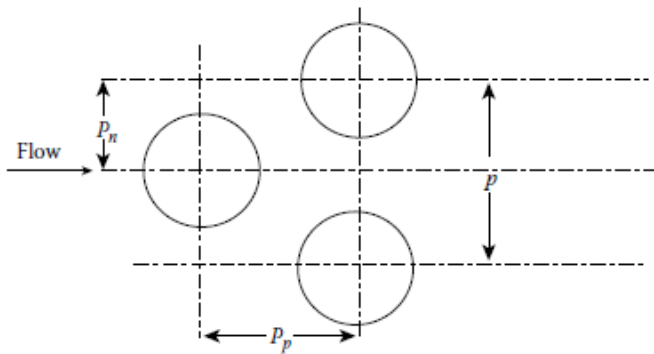
$\Delta P_{wi}$  merupakan penurunan tekanan *tube bank* ideal pada bagian window sisi *shell* yang dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut:

$$\Delta P_{wi} = \frac{m_s^2 (2+0,6N_{cw})}{2 \rho_s A_s A_w} \dots \dots \dots (2.33)$$

$N_{cw}$  adalah jumlah lajur aliran melintang efektif yang dilewati fluida pada sisi window,  $N_{cw}$  dapat dihitung dengan rumus:

$$N_{cw} = \frac{0,8 L_c}{P_p} \dots \dots \dots (2.34)$$

$L_c$  adalah jarak antara baffle cut dan  $P_p$  adalah *tube pitch* yang parallel dengan aliran. Untuk susunan *tube*  $90^\circ$  maka  $P_p = P_T$ . Pada layout dan diameter tertentu, nilai  $P_p$  dapat dilihat pada tabel 2.1.



Gambar 2.15 Nilai *Pitch* parallel ( $P_p$ ) pada *tube* layout  $30^\circ$

Sumber: *Heat exchangers (Selection, Rating, and Thermal Design)* 3<sup>rd</sup> edition

Tabel 2.3 Tube Pitches Parallel and Normal to Flow

| Tube OD<br>( $d_o$ , in.) | Tube Pitch<br>( $p$ , in.) | Layout | $P_p$<br>(in.) | $P_n$<br>(in.) |
|---------------------------|----------------------------|--------|----------------|----------------|
| 5/8 = 0.625               | 13/16 = 0.812              | → ◁    | 0.704          | 0.406          |
| 3/4 = 0.750               | 15/16 = 0.938              | → ◁    | 0.814          | 0.469          |
| 3/4 = 0.750               | 1.000                      | → ◻    | 1.000          | 1.000          |
| 3/4 = 0.750               | 1.000                      | → ◊    | 0.707          | 0.707          |
| 3/4 = 0.750               | 1.000                      | → ◁    | 0.866          | 0.500          |
| 1                         | 1 1/4 = 1.250              | → ◻    | 1.250          | 1.250          |
| 1                         | 1 1/4 = 1.250              | → ◊    | 0.884          | 0.884          |
| 1                         | 1 1/4 = 1.250              | → ◁    | 1.082          | 0.625          |

Pada bagian entrance dan exit, penurunan tekanan dipengaruhi secara signifikan oleh aliran bypass dan variasi baffle spacing. Namun tidak dipengaruhi oleh adanya kebocoran. Penurunan tekanan dapat dihitung dengan rumus:

$$\Delta P_c = 2 \Delta P_{bi} \frac{N_c + N_{cw}}{N_c} R_B R_s \dots \dots \dots (2.35)$$

Dimana  $N_c$  adalah jumlah baris tube yang dilewati fluida, dapat dihitung dengan rumus:

$$N_c = \frac{d_{t,i} \left(1 - 2 \frac{L_c}{D_s}\right)}{P_p} \dots \dots \dots (2.36)$$

$R_s$  merupakan factor koreksi akibat perbedaan jarak baffle spacing pada bagian entrance/exit dengan bagian internal dikarenakan adanya inlet/outlet nozzle. Bila diasumsikan baffle spacing pada bagian inlet/outlet sama dengan bagian internal, maka  $R_s = 1$ .

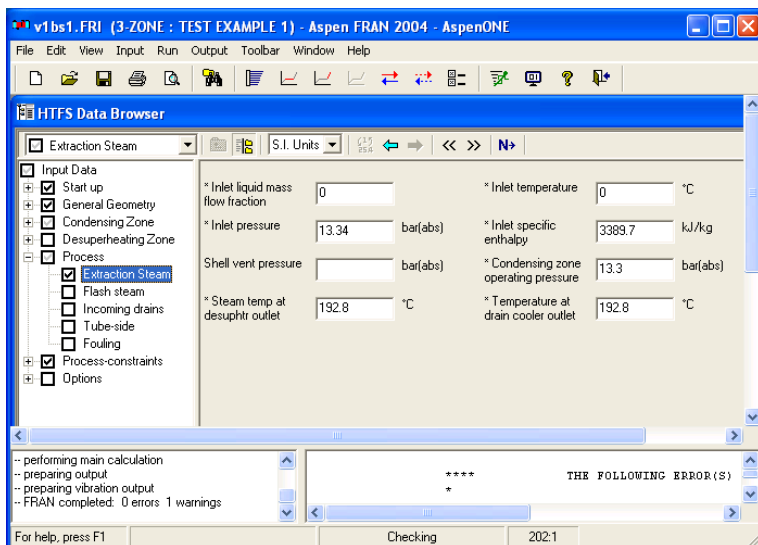
Dari persamaan 2.,2.,2. Dapat dihitung total penurunan tekanan pada sisi shell dengan rumus sebagai berikut:

$$\Delta P_{shell} = \Delta P_i + \Delta P_w + \Delta P_c \dots \dots \dots (2.37)$$



## 2.5 Simulasi Checking HPH #3 Menggunakan Software

Perhitungan menggunakan analisa termodinamika dan perpindahan panas dari masing-masing variasi akan menghasilkan luas *area* perpindahan panas beragam dengan konfigurasi panjang *tube*, jumlah baffle dan jumlah *tube* yang berbeda pula. Hasil dari perhitungan ini harus disimulasikan pada *software* untuk mengetahui apakah nilai dari luasan perpindahan panas yang telah dihitung sudah melebihi atau minimal sama dengan luasan perpindahan panas hasil output dari *software*.



Gambar 2.16 Interface Software Checking Heat exchanger

Software simulasi ini diperuntukkan bagi multizone *heat exchanger*, zona yang terjadi pada *heat exchanger* dapat dipilih jumlah dan jenisnya. Namun *software* ini tidak dapat

digunakan untuk mendesign, melainkan hanya untuk checking keamanan dari geometri dan proses yang terjadi.

Salah satu hasil output dari *software* adalah *Ratio of Ac/Ar*. Dimana *Ac* adalah luasan perpindahan panas hasil perhitungan dan *Ar* adalah luasan perpindahan panas hasil output simulasi. Jika *ratio*  $< 1$ , nilai *Ac* lebih rendah dibanding *Ar*. Artinya, dengan input geometri hasil perhitungan, nilai *Ac* ternyata masih kurang dari luasan perpindahan panas yang dibutuhkan. Jika *ratio*  $\geq 1$ , nilai *Ac* sama atau lebih besar dibanding *Ar*. Artinya luas *area* hasil perhitungan dapat diterima karena lebih dari luas *area* yang dibutuhkan (*overdesign*). Namun jika nilai *ratio* mendekati 2, artinya *overdesign* yang kita lakukan terlalu besar sehingga perlu dilakukan perhitungan ulang untuk mendapat geometri yang mendekati *ratio* 1.

Selain luasan perpindahan panas, output yang dapat dibandingkan dengan hasil perhitungan adalah *pressure drop* di sisi *tube* dan sisi *shell*. Hasil simulasi nantinya akan dibandingkan dengan hasil perhitungan dan dianalisa lebih lanjut pada bab 4.

# BAB III

## METODOLOGI

### 3.1 Metodologi Penelitian

Re-design High Pressure Heater #3 dilakukan dengan menggunakan bantuan *software* dan perhitungan dengan analisa termodinamika dan perpindahan panas. Terdapat variasi kecepatan pada feedwater dan baffle spacing yang akan digunakan guna memperoleh hasil design yang paling optimal. Kemudian hasil geometri perhitungan dan proses perpindahan panas akan menjadi input *software* untuk melihat luasan perpindahan panas yang dibutuhkan dan pressure drop. Selanjutnya, output *software* akan dibandingkan dengan perhitungan. Secara garis besar, tahapan yang dilakukan untuk melakukan simulasi dan perhitungan HPH 3 dengan variasi kecepatan masuk feedwater dan baffle spacing adalah sebagai berikut:

#### 1. Identifikasi Masalah

Dilakukan identifikasi masalah yang ada di PLTU, khususnya pada peralatan HPH #3, steam cooler dan drain cooler yang diprediksi mengalami kerusakan. Identifikasi ini meliputi inspeksi pada peralatan terkait termasuk pipa laluan dan valve untuk mengetahui keadaan fisik dan operasinya.

#### 2. Studi Literatur

Studi literatur berfokus pada bagaimana merancang sistem *heat exchanger* jenis *shell and tube* vertical sesuai dengan standar dan mempelajari karakteristik pada beberapa variasi kecepatan feedwater dan baffle spacing yang akan diaplikasikan pada batas operasional *heat exchanger*. Selain itu perlu dipelajari analisa termodinamika dan perpindahan panas untuk

menghitung kalor, geometri dan pressure drop pada tiap variasi. Pada simulasi, dilakukan pendalaman bagaimana menggunakan *software checking heat exchanger* beserta dengan analisa perpindahan panas yang ada didalamnya. Studi literatur diperoleh dari *e-book*, jurnal, dan penelitian yang berkaitan dengan topik permasalahan yang akan diteliti.

### 3. Pengumpulan dan Pengolahan Data

Pengumpulan data dapat diperoleh dari data design existing yang berasal dari PLTU, berbagai jurnal dan penelitian tentang *heat exchanger* yang sudah dilakukan sebelumnya. Data-data pendukung yang digunakan dalam perancangan mempunyai peranan yang sangat penting sebagai dasar dalam menentukan langkah-langkah perancangan alat yang diinginkan, data tersebut diantaranya didapatkan dari data operasi PLTU pangkalan susu unit 2.

### 4. Redesign HPH #3

Redesign HPH #3 dilakukan dengan cara perhitungan dengan analisa termodinamika dan perpindahan panas dengan memvariasikan kecepatan feedwater dan baffle spacing untuk memperoleh sizing dari *heat exchanger*. Sizing tersebut diantaranya: jumlah *tube*, Panjang *tube*, Panjang tiap zone, diameter *shell*. Selanjutnya geometri hasil perhitungan dan proses perpindahan panas akan menjadi input bagi *software checking* untuk mengetahui luas perpindahan panas dan pressure drop.

### 5. Analisa dan Pengolahan Data Hasil Simulasi dan Perhitungan

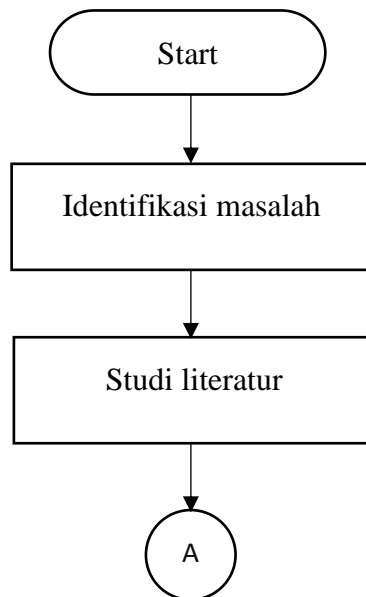
Setelah simulasi berhasil dilakukan, *software* akan menunjukkan hasil analisa dan perhitungan. Hasil

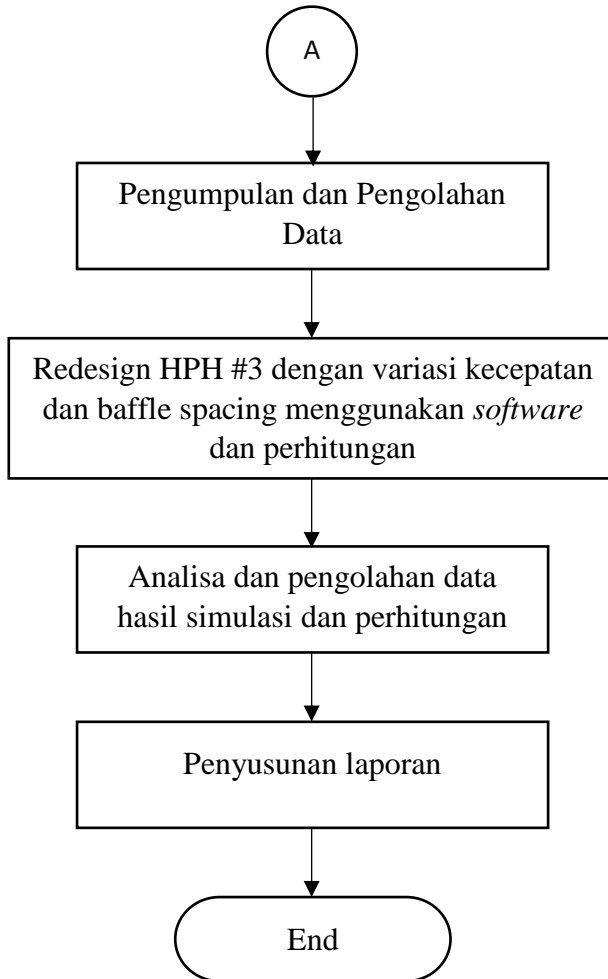
perhitungan tersebut akan diolah dalam bentuk tabel dan grafik untuk dikaji dan dibandingkan dengan perhitungan manual menggunakan analisa termodinamika dan perpindahan panas. Hasil analisa digunakan untuk menghasilkan sizing *heat exchanger* yang paling optimal.

#### 6. Penyusunan Laporan

hasil dari simulasi *software* dan perhitungan akan dituangkan ke dalam laporan yang disusun secara sistematis dan sesuai dengan laporan tugas akhir pada umumnya.

### 3.2 Flowchart Metodologi Penelitian





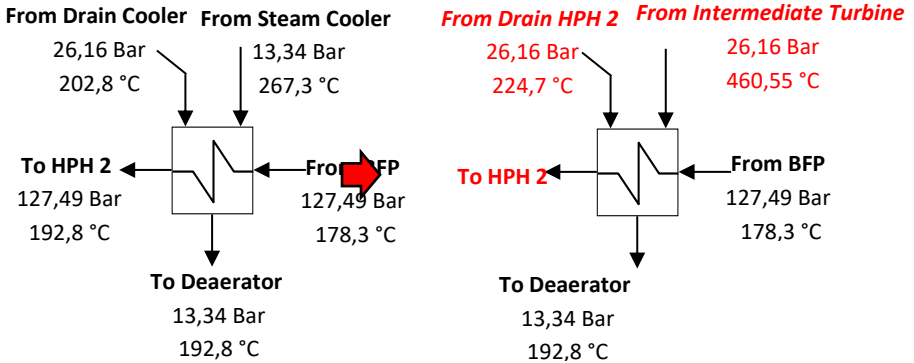
Gambar 3.1 Flowchart Penelitian

### 3.3 Pengumpulan Data

Data yang digunakan untuk melakukan simulasi diperoleh dari data desain (turbine manual book) HPH #3, steam cooler dan drain cooler PLTU Pangkalan Susu pada kondisi TMCR. Data design HPH #3 dapat dilihat pada tabel 3.1. dan gambar 3.1. Data Heat balance steam cooler dan drain cooler dapat dilihat pada table 3.2 dan 3.3.

Tabel 3.1 Data Heat Balance HPH #3 Existing

| <b>Heat Balance HPH #3 Existing</b> |                                     |              |             |
|-------------------------------------|-------------------------------------|--------------|-------------|
| <b>Properties</b>                   |                                     | <b>Value</b> | <b>Unit</b> |
| <b>Psi</b>                          | Steam Inlet Pressure                | 13.34        | bar         |
| <b>Pdi</b>                          | Drain Inlet Pressure                | 26.16        | bar         |
| <b>Pdo</b>                          | Drain HPH #3 Outlet Pressure        | 13.34        | bar         |
| <b>Pfw</b>                          | Feedwater Pressure                  | 127.49       | bar         |
| <b>Tsi</b>                          | Steam Inlet <i>Temperature</i>      | 267.3        | °C          |
| <b>Tdi</b>                          | Drain Inlet <i>Temperature</i>      | 202.8        | °C          |
| <b>Tdo</b>                          | Drain Outlet <i>Temperature</i>     | 192.8        | °C          |
| <b>Tfwi</b>                         | Feedwater Inlet <i>Temperature</i>  | 178.3        | °C          |
| <b>Tfwo</b>                         | Feedwater Outlet <i>Temperature</i> | 192.8        | °C          |
| <b>msi</b>                          | Mass Flow Rate of Steam Inlet       | 17.78        | T/hr        |
| <b>mdi</b>                          | Mass Flow Rate of Drain Inlet       | 74.3         | T/hr        |
| <b>mdo</b>                          | Mass Flow Rate of Drain Outlet      | 92.08        | T/hr        |
| <b>mfw</b>                          | Mass Flow Rate of Feedwater         | 660          | T/hr        |
| <b>Qhot</b>                         | <i>Shell Side Heat Energy</i>       | 11549.11     | kJ/s        |
| <b>Qcold</b>                        | <i>Tube Side Heat Energy</i>        | 11549.11     | kJ/s        |



Gambar 3.2 Properties Fluida pada HPH #3 Existing dan Redesign

Tabel 3.2 Data Heat Balance Steam Cooler Existing

| Heat Balance Steam Cooler Existing |                                     |         |      |
|------------------------------------|-------------------------------------|---------|------|
| Properties                         |                                     | Value   | Unit |
| <b>Psi</b>                         | Steam Inlet Pressure                | 13.34   | bar  |
| <b>Pso</b>                         | Drain HPH #3 Outlet Pressure        | 13.34   | bar  |
| <b>Pfw</b>                         | Feedwater Pressure                  | 127.49  | bar  |
| <b>Tsi</b>                         | Steam Inlet <i>Temperature</i>      | 460.55  | °C   |
| <b>Tso</b>                         | Drain Outlet <i>Temperature</i>     | 267.3   | °C   |
| <b>Tfwi</b>                        | Feedwater Inlet <i>Temperature</i>  | 248.7   | °C   |
| <b>Tfwo</b>                        | Feedwater Outlet <i>Temperature</i> | 251.3   | °C   |
| <b>msi</b>                         | Mass Flow Rate of Steam Inlet       | 17.78   | T/hr |
| <b>mfw</b>                         | Mass Flow Rate of Feedwater         | 660     | T/hr |
| <b>Qhot</b>                        | <i>Shell Side Heat Energy</i>       | 2076.31 | kJ/s |
| <b>Qcold</b>                       | <i>Tube Side Heat Energy</i>        | 2076.31 | kJ/s |



Tabel 3.3 Data Heat Balance Drain Cooler Existing

| <b>Heat Balance Drain Cooler Existing</b> |                                     |              |             |
|---|-------------------------------------|--------------|-------------|
| <b>Properties</b>                         |                                     | <b>Value</b> | <b>Unit</b> |
| <b>Pdi</b>                                | Drain Inlet Pressure                | 26.163       | bar         |
| <b>Pdo</b>                                | Drain Outlet Pressure               | 26.163       | bar         |
| <b>Pfw</b>                                | Feedwater Pressure                  | 127.49       | bar         |
| <b>Tdi</b>                                | Drain Inlet <i>Temperature</i>      | 224.7        | °C          |
| <b>Tdo</b>                                | Drain Outlet <i>Temperature</i>     | 202.8        | °C          |
| <b>Tfwi</b>                               | Feedwater Inlet <i>Temperature</i>  | 192.8        | °C          |
| <b>Tfwo</b>                               | Feedwater Outlet <i>Temperature</i> | 196.1        | °C          |
| <b>Hdi</b>                                | Drain Inlet Enthalphy               | 965.6        | kJ/kg       |
| <b>Hdo</b>                                | Drain Outlet Enthalphy              | 865.5        | kJ/kg       |
| <b>Hfwi</b>                               | Feedwater Inlet Enthalphy           | 828.6        | kJ/kg       |
| <b>Hfwo</b>                               | Feedwater Outlet Enthalpy           | 839.87       | kJ/kg       |
| <b>md</b>                                 | Mass Flow Rate of Drain Inlet       | 74.3         | T/hr        |
| <b>mfw</b>                                | Mass Flow Rate of Feedwater         | 660          | T/hr        |
| <b>Qhot</b>                               | <i>Shell Side Heat Energy</i>       | 2065.95      | kJ/s        |
| <b>Qcold</b>                              | <i>Tube Side Heat Energy</i>        | 2065.95      | kJ/s        |

Berdasarkan gambar 3.2 jika steam cooler dan drain cooler dihilangkan dari system, maka ceratan uap yang berasal dari intermediate turbine (IP Turbine) akan langsung mengalir ke HPH #3 tanpa melalui proses pendinginan. Demikian pula pada drain cooler, drain dari HPH #2 tidak mengalami proses pendingin sehingga masuk ke HPH #3 dengan *temperature* lebih tinggi dari kondisi existing. Dua hal ini menyebabkan heat load dari HPH #3 akan mengalami peningkatan. Berdasarkan Tabel 3.2 dan 3.3 peningkatan heat load HPH #3 adalah total

dari heat load steam cooler dan drain cooler, yaitu 4142,26 kJ/kg.

Peningkatan heat load menyebabkan perlu adanya redesign. Dengan variasi kecepatan feedwater dan baffle spacing maka nilai *overall heat transfer coefficient* juga akan bervariasi. Hal ini berdampak pada sizing dari *heat exchanger* seperti jumlah *tube*, panjang *tube*, dan lainnya. Oleh karena itu salah satu *heat exchanger* yang paling optimal secara perpindahan panas dan dimensi akan dipilih untuk diterapkan pada system PLTU.

### **3.4 Checking HPH #3 dengan Software Checking Heat exchanger**

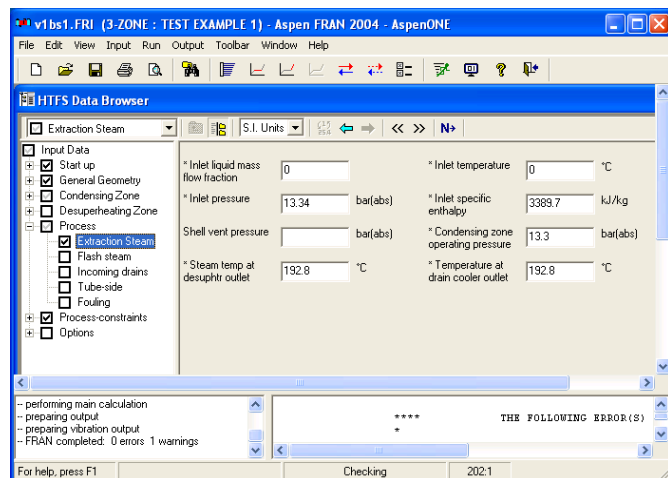
Penyelesaian redesign HPH #3 dengan menggunakan *software* secara umum terdiri dari input yang meliputi:

1. Start Up, didalamnya kita dapat memilih mode checking atau simulation. Simulation bertujuan untuk memperoleh dimensi optimum (*Area ratio* = 1) sementara checking digunakan untuk membandingkan *area* yang dibutuhkan dengan *area* yang telah didesign. Selain itu, jumlah dan jenis zone dapat dipilih menyesuaikan proses yang terjadi didalam *heat exchanger*. Untuk design HPH #3 maka dipilih mode checking dan type heater two zone (condensing dan desuperheating).
2. General Geometry, didalamnya kita dapat memilih orientasi heater (vertical atau horizontal) dan type laluan. Dimensi hasil perhitungan seperti *shell side diameter* juga di input dalam general geometri. Selain itu geometri *tube* dari *heat exchanger* hasil perhitungan dapat dimasukkan dalam mode ini. Geometri tersebut antara lain: straight length, outside diameter (OD<sub>tube</sub>),

inside diameter ( $ID_{tube}$ ), *tube pitch*, jumlah laluan dan jumlah *tube*.

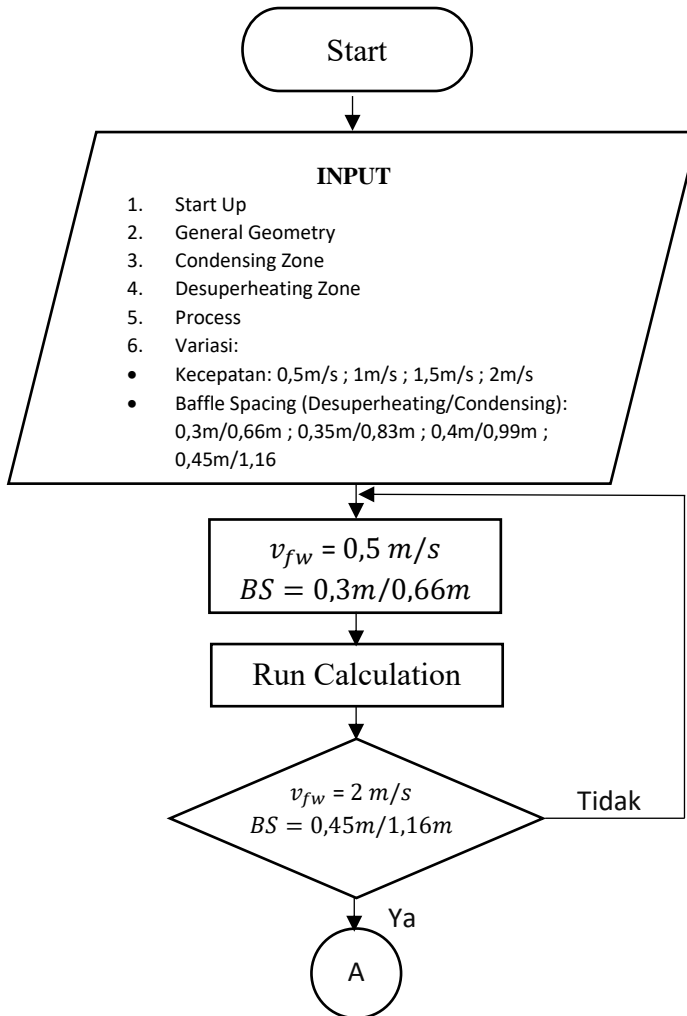
3. Condensing Zone, geometri *tube* dan baffle pada zona condensing dapat diatur pada data input ini. Geometri *tube* meliputi jenis layout *tube* dan panjang *tube* zona condensing hasil perhitungan. Geometri baffle meliputi jenis baffle, baffle spacing, baffle cut dan jumlah baffle.
4. Desuperheating Zone, geometri yang dapat diatur pada zona desuperheating hanya baffle. Geometri baffle yang dapat diatur meliputi jenis baffle, baffle spacing, baffle cut dan jumlah baffle.
5. Process, Merupakan input proses yang terjadi pada fluida sisi *tube* dan sisi *shell*. Data yang dapat diatur meliputi properties extraction steam, incoming drain dan *tube side*. Fouling juga dapat diatur pada bagian ini.

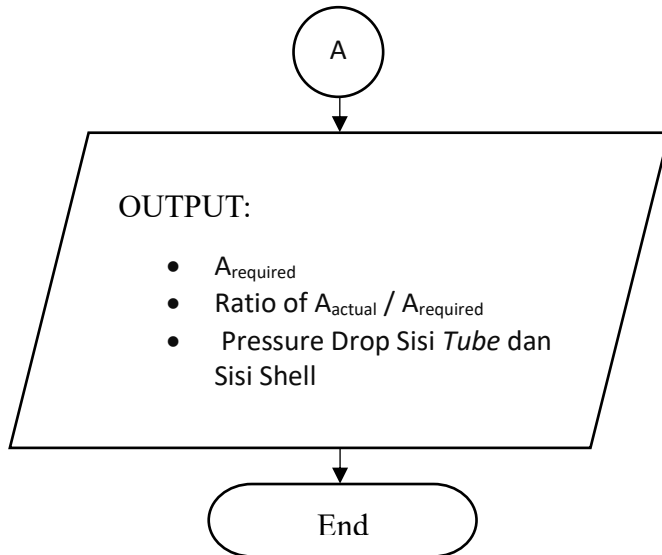
Secara umum, tampilan *software design heat exchanger* dapat dilihat pada gambar 3.2 dibawah ini:



Gambar 3.3 Layout *Software Design Heat exchanger*

### 3.5 Flowcart Redesign High Pressure Heater 3 dengan Software Design





Gambar 3.4 Flowchart Design Menggunakan *Software*

### 3.6 Redesign High Pressure Heater 3 dengan Analisa Termodinamika dan Perpindahan Panas

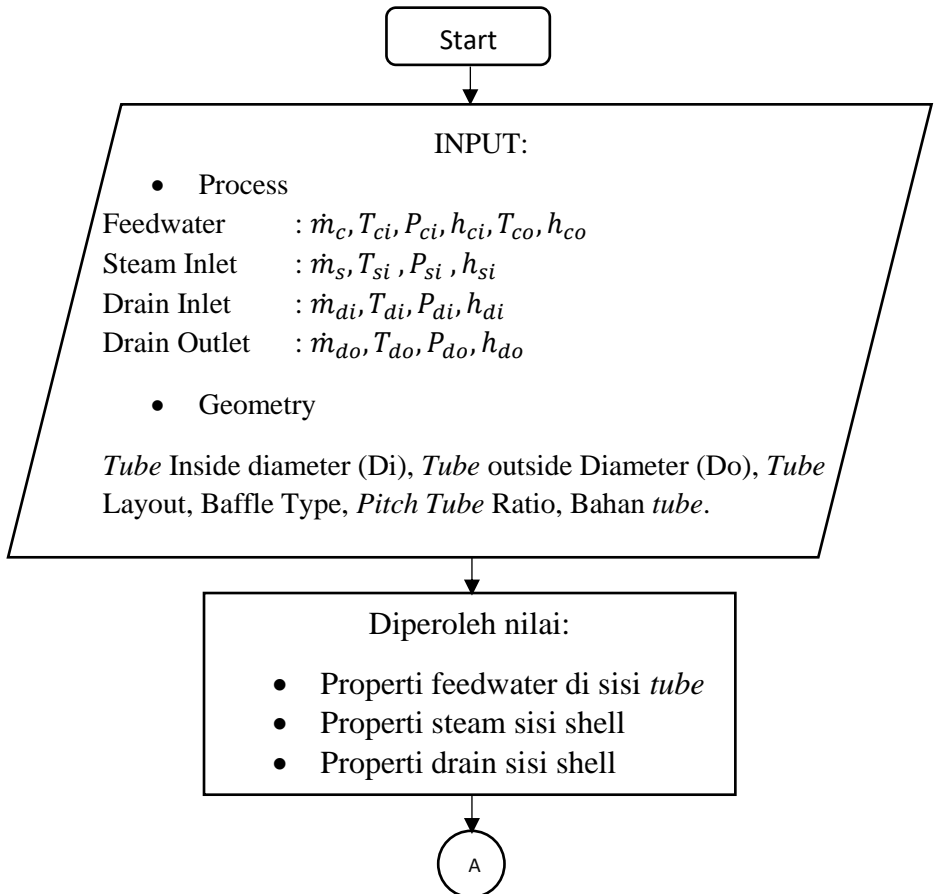
Penyelesaian redesign HPH 3 dengan Analisa termodinamika dan perpindahan panas terdiri dari input yang meliputi:

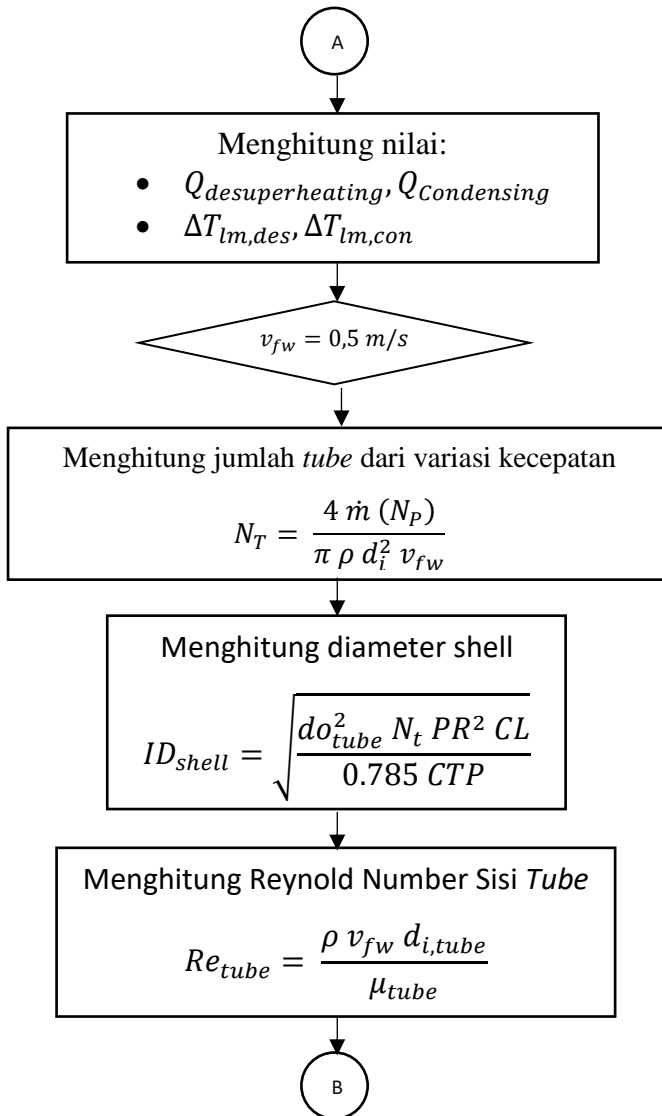
1. Menentukan parameter input fluida yang mengalir di sisi *tube* dan *shell* seperti:
  - *Mass flow rate, inlet dan outlet temperature, entalphy* dari *feedwater*.
  - *Mass flow rate, inlet temperature, inlet entalphy* dari *steam extraction*.
  - *Mass flow rate, inlet temperature, inlet entalphy* dari HPH #2.

- *Mass flow rate, outlet temperature, outlet enthalpy* dari *drain water* HPH #3.
2. Menentukan parameter input *geometry*, seperti:
    - *Tube inside diameter (Di)*
    - *Tube outside diameter (Do)*
    - *Tube layout*
    - *Baffle type*
    - *Pitch tube ratio*
    - *Bahan tubes*
  3. Menentukan variasi kecepatan *feedwater* dan *baffle spacing* yang digunakan.
  4. Mencari *properties* fluida di sisi *tube* dan *shell*.
  5. Mencari entalpi *saturated vapor* dan *saturated liquid* dari fluida sisi *shell* pada tekanan operasi.
  6. Menghitung *temperature feedwater* saat keluar *condensing zone*.
  7. Menghitung laju perpindahan panas dari masing-masing zone ( $q_{des}, q_{con}$ ).
  8. Menghitung  $\Delta T_{LMTD}$  dari masing-masing zone ( $\Delta T_{LMTD_{des}}, \Delta T_{LMTD_{con}}$ ).
  9. Menghitung jumlah *tube* dan diameter dalam *shell*.
  10. Menghitung nilai koefisien konveksi di sisi *tube* ( $hi$ ).
  11. Menghitung koefisien konveksi di sisi *shell* masing-masing zone ( $ho_{des}, ho_{con}$ ).
  12. Menghitung *overall heat transfer coefficient* masing-masing zone ( $U_{des}, U_{con}$ ).
  13. Menghitung luas perpindahan panas dari masing-masing zone ( $A_{des}, A_{con}$ ).
  14. Menghitung panjang masing-masing zone ( $L_{des}, L_{con}, L_{sub}$ ).
  15. Menghitung *pressure drop* pada sisi *shell* dan *tube*.
  16. Dilakukan perhitungan ulang (point 9-15) dengan variasi kecepatan *feedwater* dan *baffle spacing*.

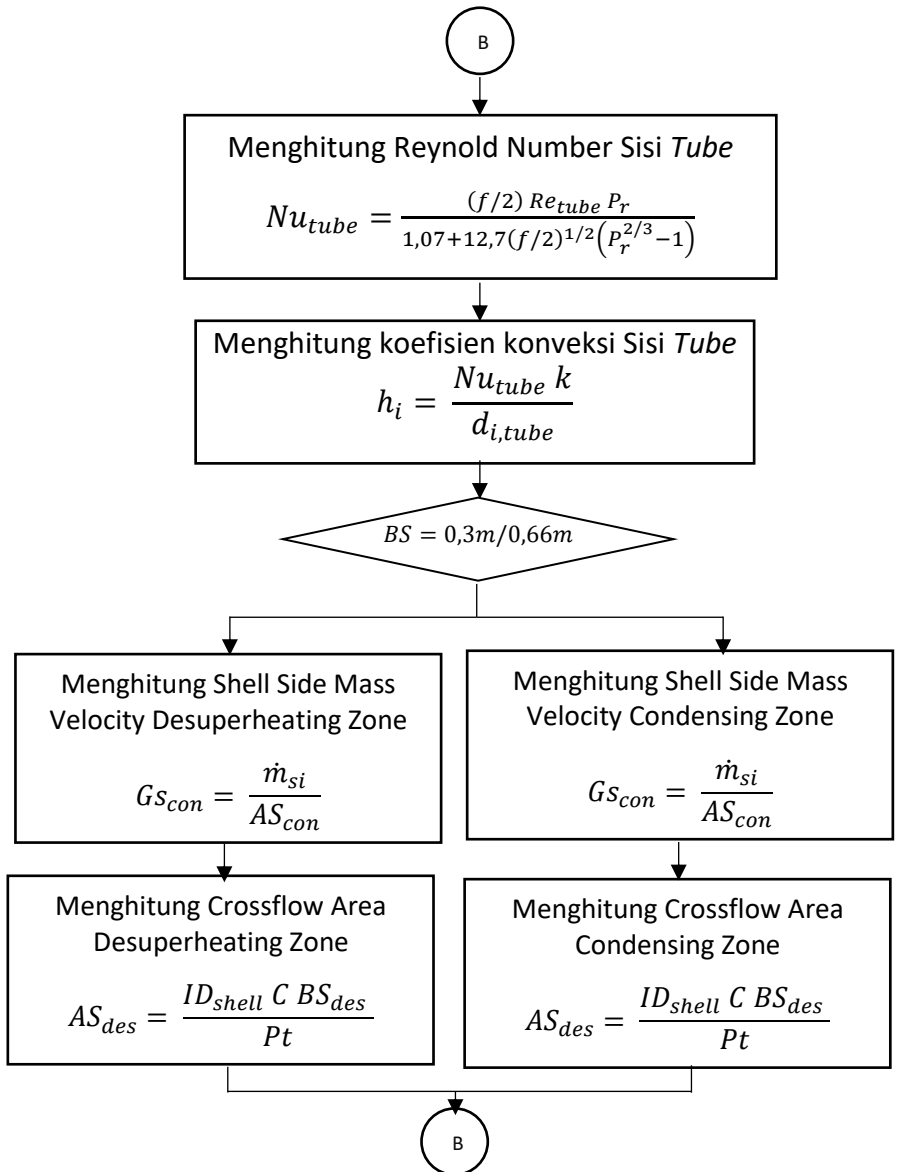
### 3.7 Flowchart Redesign High Pressure Heater 3 dengan Analisa Termodinamika – Perpindahan Panas

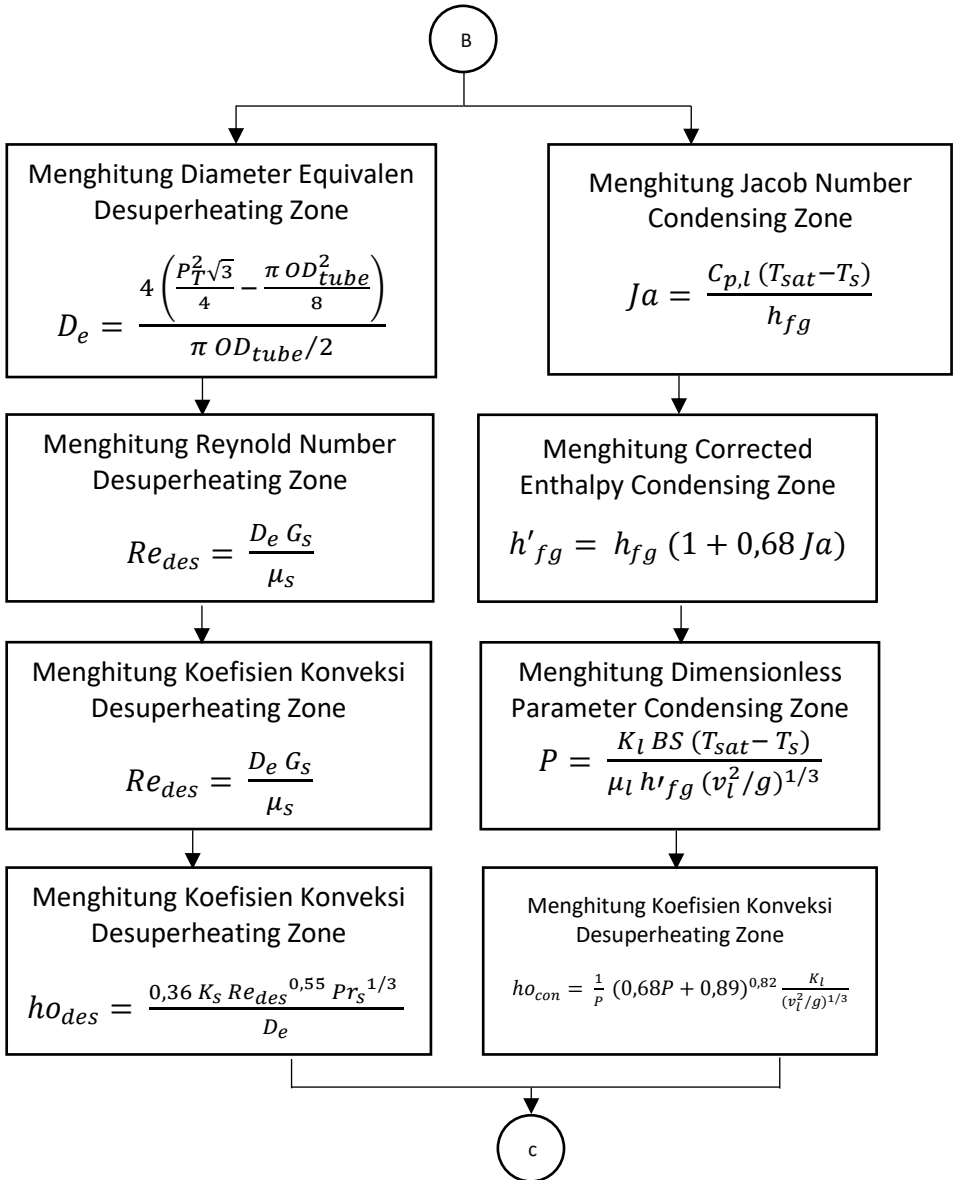
#### 3.7.1 Flowchart Perhitungan Sizing dan *Overall heat*

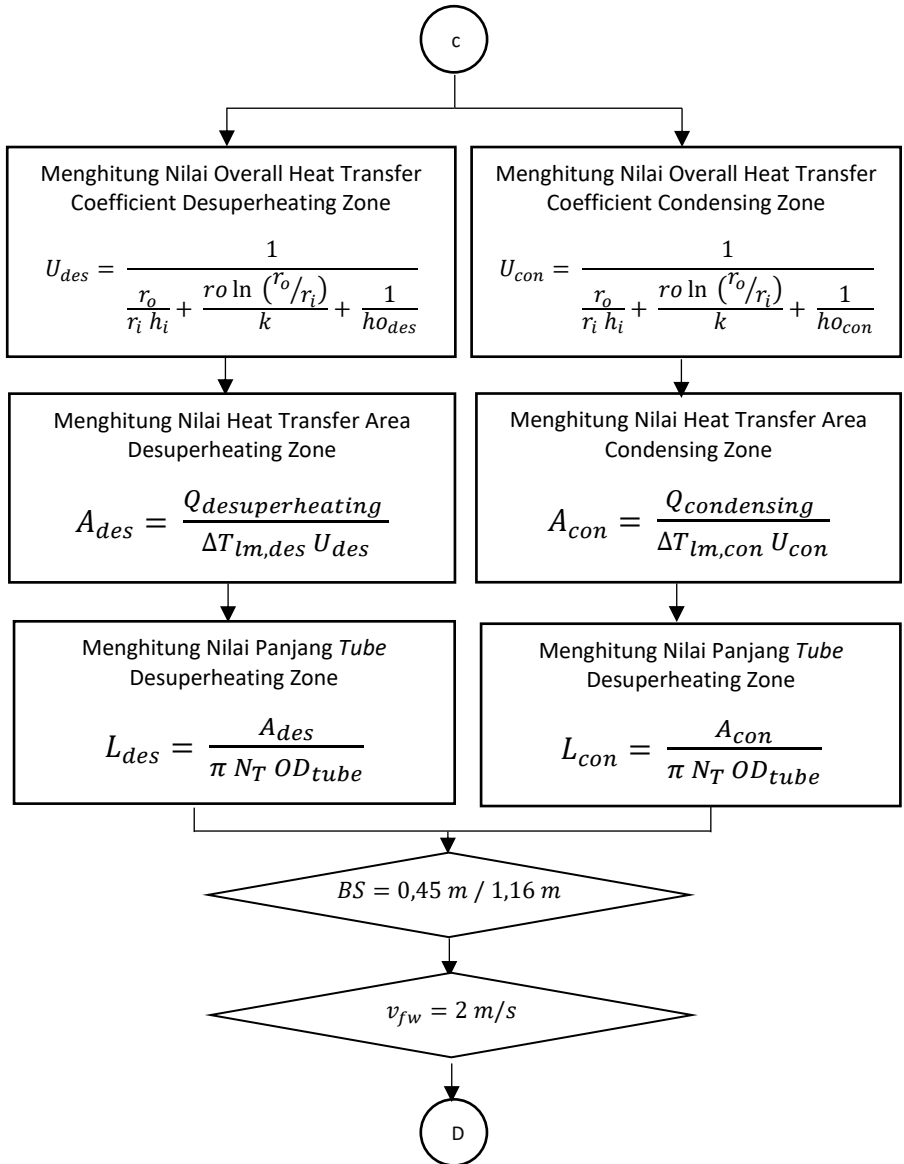


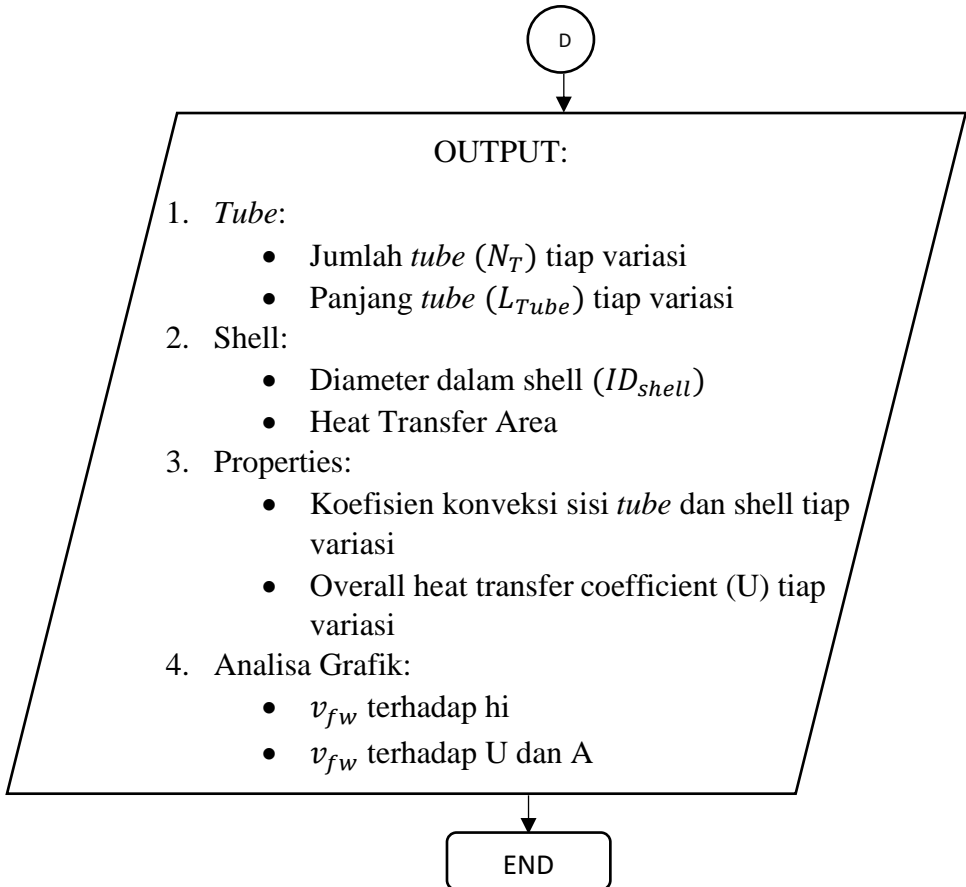






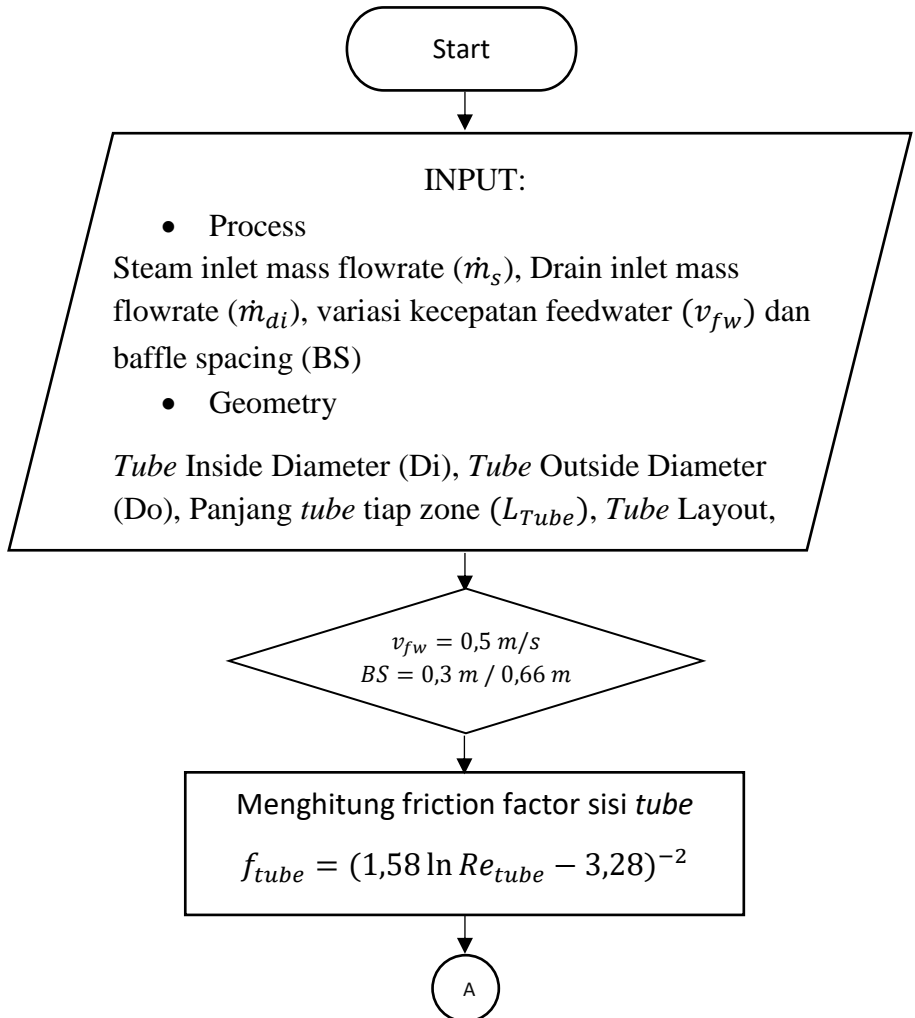


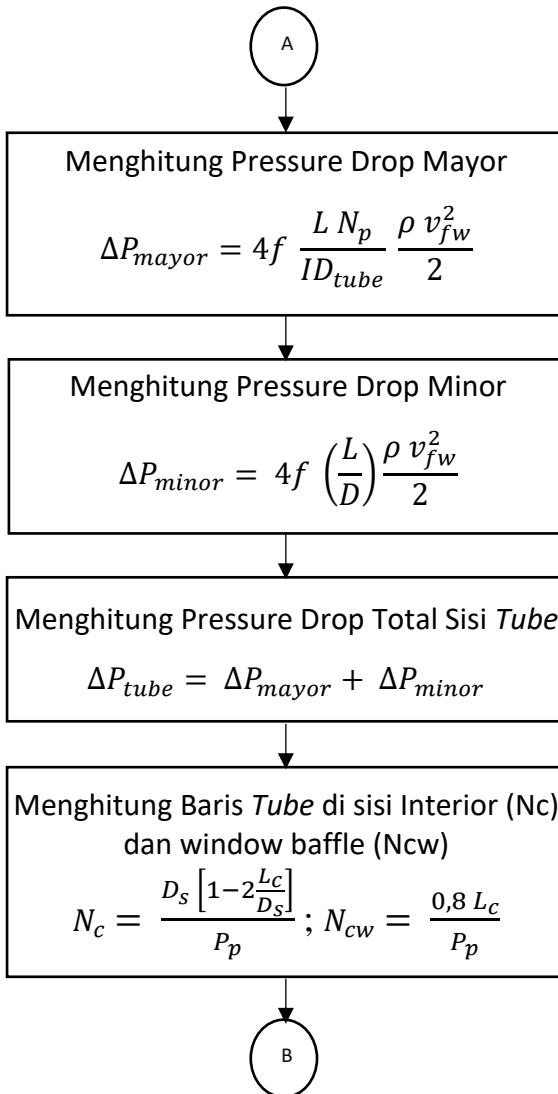


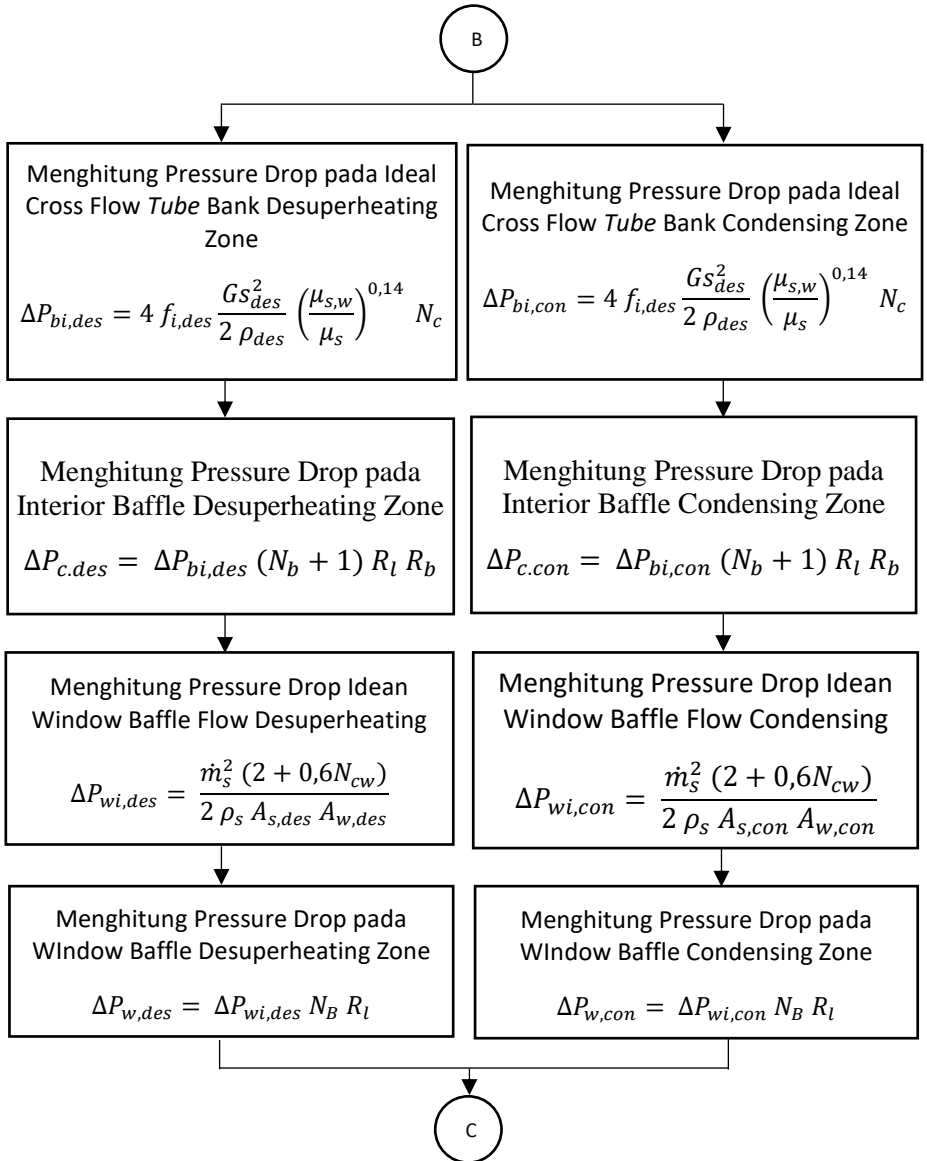


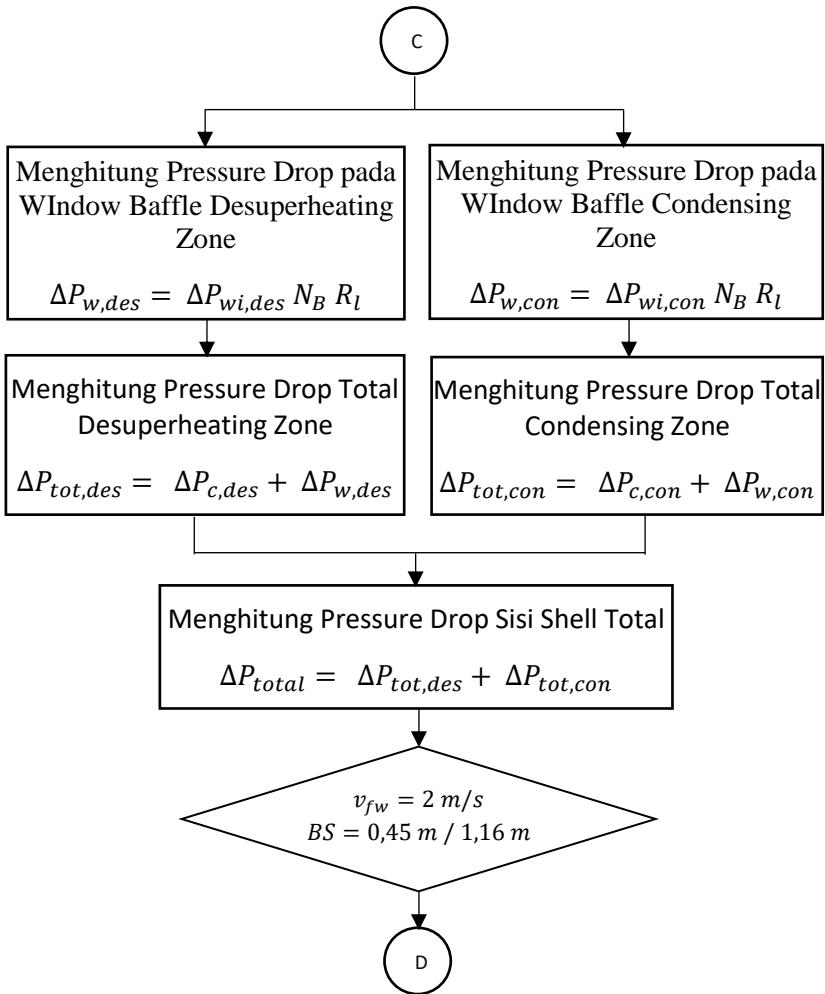
Gambar 3.5 Flowchart Perhitungan *Sizing* dan *Overall heat transfer coefficient*

### 3.7.2 Flowchart Perhitungan *Pressure Drop* di sisi *Tube* dan *Shell*

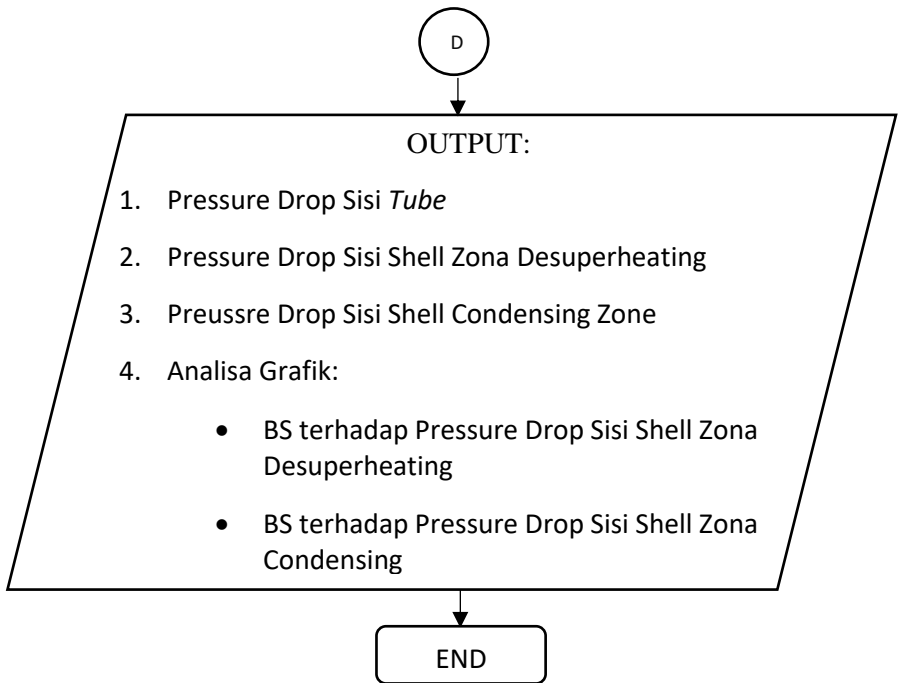












Gambar 3.6 Flowchart Perhitungan *Pressure Drop* di sisi *Tube* dan *Shell*

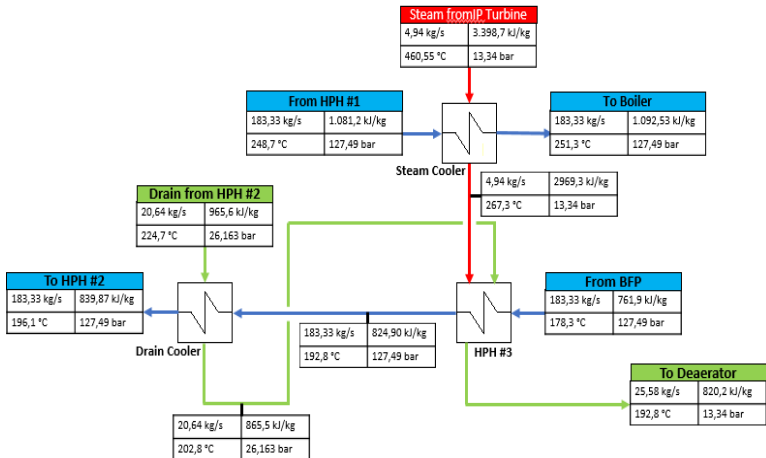


## BAB IV

### ANALISA DAN PEMBAHASAN

#### 4.1 Analisa Heat Load HPH #3

Data yang digunakan untuk melakukan perhitungan dan simulasi untuk Redesign HPH #3 merupakan data desain HPH #3, steam cooler dan drain cooler PLTU Pangkalan Susu unit 2 pada kondisi TMCR yang dapat dilihat pada Gambar 4.1.



Gambar 4.1 Data Heat Load HPH #3, Drain Cooler dan Steam Cooler pada TMCR

Sebelum dilakukan redesign HPH #3 dengan heat load yang baru, maka heat load HPH #3 kondisi existing ( $Q_{HPH3}$ ), drain cooler ( $Q_{DC}$ ) dan steam cooler ( $Q_{SC}$ ) dihitung terlebih dahulu karena total heat load ini merupakan heat load yang akan dibebankan pada HPH #3 Redesign. Perhitungan heat load dapat ditinjau dari sisi *tube* dengan menggunakan data pada

Gambar 4.1. Heat load masing-masing *heat exchanger* dapat dihitung sebagai berikut:

$$\begin{aligned} Q_{HPH3} &= \dot{m}_{fw} \times (h_{fwo} - h_{fwi}) \\ &= 183,33 \frac{kg}{s} \times (824,9 - 761,9) \frac{kJ}{kg} \\ &= 11549,11 \text{ kJ/s} \end{aligned}$$

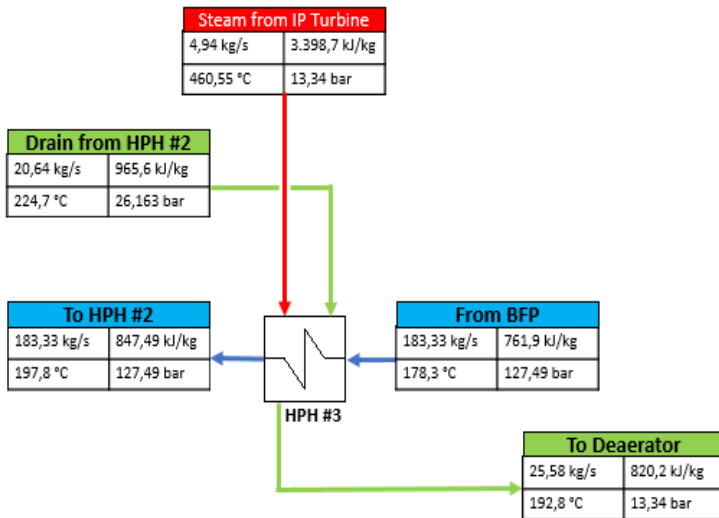
$$\begin{aligned} Q_{DC} &= \dot{m}_{fw} \times (h_{fwo} - h_{fwi}) \\ &= 183,33 \frac{kg}{s} \times (839,87 - 828,6) \frac{kJ}{kg} \\ &= 2065,95 \text{ kJ/s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q_{DC} &= \dot{m}_{fw} \times (h_{fwo} - h_{fwi}) \\ &= 183,33 \frac{kg}{s} \times (1092,53 - 1081,2) \frac{kJ}{kg} \\ &= 2076,31 \text{ kJ/s} \end{aligned}$$

Dengan dihilangkannya Drain Cooler dan Steam Cooler, maka Total Heat load yang pada HPH #3 Redesign menjadi:

$$\begin{aligned} Q_{HPH\#3} &= Q_{HPH3} + Q_{DC} + Q_{SC} \\ Q_{HPH\#3} &= 11549,11 + 2065,95 + 2076,31 \\ Q_{HPH\#3} &= 15691,37 \text{ kJ/s} \end{aligned}$$

Heat load HPH #3 mengalami peningkatan sebesar 35,9% dari kondisi awal. Dengan properties (tekanan dan *temperature*) feedwater inlet yang sama, maka *temperature* outlet dari feedwater juga akan mengalami peningkatan. Nilai Enthalpy dari outlet feedwater yang baru dapat dihitung dengan kesetimbangan energi.



Gambar 4.2 Data Heat Load HPH #3 Redesign

$$Q_{HPH\#3} = \dot{m}_{fw} \times (h_{fwo} - h_{fwi})$$

$$15691,37 \text{ kJ/s} = 183,33 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times (h_{fwo} - 761,9) \frac{\text{kJ}}{\text{s}}$$

$$h_{fwo} = \left( 15691,37 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} / 183,33 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) + 761,9 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}$$

$$h_{fwo} = 847,49 \text{ kJ/s}$$

Dengan *software* CAT dapat dilihat bahwa fluida air pada tekanan 127,49 bar dan enthalpi 847,49 kJ/s memiliki *temperature* 197,8 °C. Temperatur outlet feedwater mengalami peningkatan sebesar 5 °C. Peningkatan ini telah sesuai dengan peningkatan *temperature* yang ditanggung oleh drain cooler dan steam cooler pada kondisi awal dan telah terjadi balance energi antara sisi *shell* dan sisi *tube heat exchanger*. Data

properties fluida sisi *tube* (feedwater) dan sisi *shell* (steam dan drain) dapat dilihat pada table 4.1.

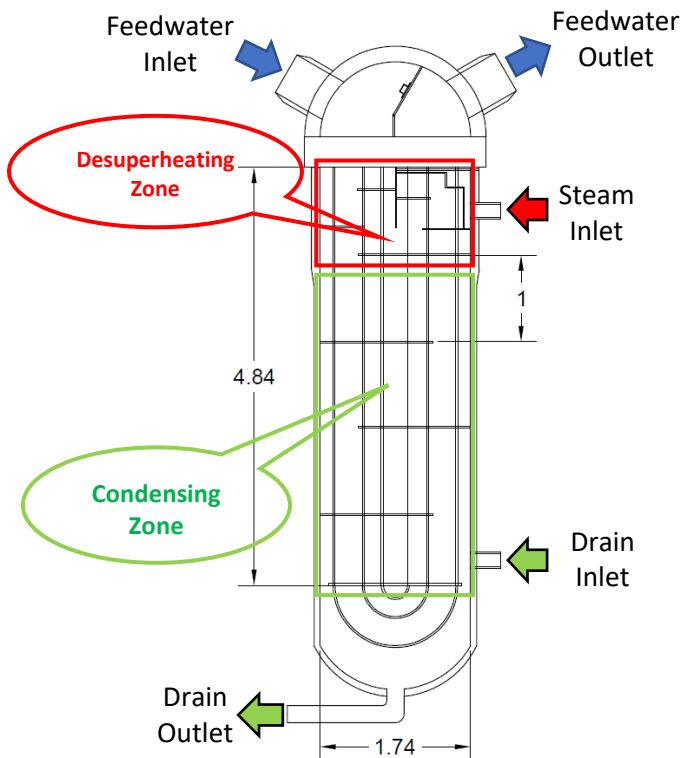
Tabel 4.1 Data Heat Balance HPH #3 Redesign

| <b>Heat Balance HPH #3 Redesign</b> |                                     |              |               |
|-------------------------------------|-------------------------------------|--------------|---------------|
| <b>Properties</b>                   |                                     | <b>Nilai</b> | <b>Satuan</b> |
| <b>Psi</b>                          | Steam Inlet Pressure                | 13.34        | bar           |
| <b>Pdi</b>                          | Drain Inlet Pressure                | 26.16        | bar           |
| <b>Pdo</b>                          | Drain HPH #3 Outlet Pressure        | 13.34        | bar           |
| <b>Pfw</b>                          | Feedwater Pressure                  | 127.49       | bar           |
| <b>Tsi</b>                          | Steam Inlet <i>Temperature</i>      | 460.8        | °C            |
| <b>Tdi</b>                          | Drain Inlet <i>Temperature</i>      | 224.7        | °C            |
| <b>Tdo</b>                          | Drain Outlet <i>Temperature</i>     | 192.8        | °C            |
| <b>Tfwi</b>                         | Feedwater Inlet <i>Temperature</i>  | 178.3        | °C            |
| <b>Tfwo</b>                         | Feedwater Outlet <i>Temperature</i> | 197.8        | °C            |
| <b>Hsi</b>                          | Steam Inlet Enthalphy               | 3389.7       | kJ/kg         |
| <b>Hdi</b>                          | Drain Inlet Enthalphy               | 965.6        | kJ/kg         |
| <b>Hdo</b>                          | Drain Outlet Enthalphy              | 820.2        | kJ/kg         |
| <b>Hfwi</b>                         | Feedwater Inlet Enthalphy           | 761.9        | kJ/kg         |
| <b>Hfwo</b>                         | Feedwater Outlet Enthalpy           | 847.49       | kJ/kg         |
| <b>msi</b>                          | Mass Flow Rate of Steam Inlet       | 4.94         | kg/s          |
| <b>mdi</b>                          | Mass Flow Rate of Drain Inlet       | 20.64        | kg/s          |
| <b>mdo</b>                          | Mass Flow Rate of Drain Outlet      | 25.58        | kg/s          |
| <b>mfw</b>                          | Mass Flow Rate of Feedwater         | 183.33       | kg/s          |
| <b>Qhot</b>                         | <i>Shell</i> Side Heat Energy       | 15691.37     | kJ/s          |
| <b>Qcold</b>                        | <i>Tube</i> Side Heat Energy        | 15691.37     | kJ/s          |

## 4.2 Redesign HPH #3 dengan Metode LMTD

### 4.2.1 Perhitungan Heat Load Tiap Zona

Perhitungan laju perpindahan panas pada sisi *shell* HPH #3 hanya dibagi menjadi dua zona yaitu desuperheating dan condensing. Pembagian zona pada HPH #3 dapat dilihat pada gambar 4.3.



Gambar 4.3 Zona Desuperheating dan Condensing pada HPH #3

**a) Zona Desuperheating**

Superheated steam masuk pada sisi *shell* dan keluar zona desuperheating pada kondisi saturated steam. Nilai enthalpi dari saturated steam ( $h_g$ ) pada tekanan 13,34 bar diperoleh dari CAT sebesar 2788 kJ/kg dengan *temperature* saturasi 192,8 °C. Heat load zona desuperheating dapat dihitung dengan analisa heat balance:

$$Q_{desuperheating} = \dot{m}_{si} (h_{si} - h_g)$$

$$Q_{desuperheating} = 4,94 \frac{kg}{s} \times (3389,7 - 2788) \frac{kJ}{kg}$$

$$Q_{desuperheating} = 2971,73 \text{ kJ/s}$$

**b) Zona Condensing**

Saturated steam masuk pada zona condensing. Selain itu terdapat tambahan mass flow rate pada zona condensing yang berasal dari drain HPH #2. Fluida keluar dari zona condensing sekaligus dari HPH dengan fase saturated water. Nilai enthalpi Dari saturated water ( $h_f$ ) pada tekanan 13,34 diperoleh dari CAT sebesar 820,2 kJ/kg. Heat load zona desuperheating dapat dihitung dengan analisa heat balance:

$$Q_{condensing} = (\dot{m}_{si} h_{si}) + (\dot{m}_{di} h_{di}) - (\dot{m}_{do} h_{do})$$

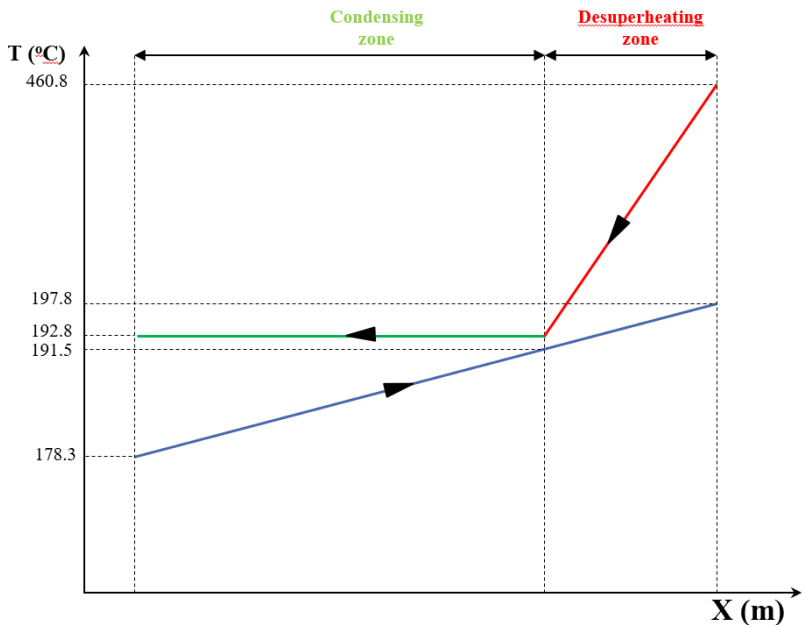
$$Q_{condensing} = \left( 4,94 \frac{kg}{s} \times 2788 \frac{kJ}{kg} \right) + \left( 20,64 \frac{kg}{s} \times 965,6 \frac{kJ}{kg} \right) - \left( 25,58 \frac{kg}{s} \times 820,2 \frac{kJ}{kg} \right)$$

$$Q_{condensing} = 12719,64 \text{ kJ/s}$$



#### 4.2.2 Perhitungan $\Delta T_{lm}$ Tiap Zona

Analisa HPH #3 dengan metode LMTD dilakukan dengan menghitung besarnya  $\Delta T_{lm}$  dari zona desuperheating ( $\Delta T_{lm,des}$ ) dan condensing ( $\Delta T_{lm,con}$ ). Analisa dilakukan dengan pendekatan terhadap karakteristik aliran pada HPH #3 yaitu crossflow. Distribusi *temperature* pada sisi *shell* dan *tube* pada HPH #3 dapat dilihat pada gambar 4.4.



Gambar 4.4 Distribusi Temperatur sisi *Shell* dan *Tube* pada HPH #3

**a) Zona Desuperheating**

$$\Delta T_{lm,des} = \frac{(T_{si}-T_{fwi})-(T_{so}-T_{fwx})}{\ln((T_{si}-T_{fwi})/(T_{so}-T_{fwx}))}$$

$$\Delta T_{lm,des} = \frac{(460,8-197,8)-(192,8-178,3)}{\ln((460,8-197,8)/(192,8-178,3))}$$

$$\Delta T_{lm,des} = 85,75 \text{ } ^\circ\text{C}$$

**b) Zone Condensing**

$$\Delta T_{lm,con} = \frac{(T_{sat}-T_{fwx})-(T_{sat}-T_{fwi})}{\ln((T_{sat}-T_{fwx})/(T_{sat}-T_{fwi}))}$$

$$\Delta T_{lm,con} = \frac{(192,8-191,5)-(192,8-178,3)}{\ln((192,8-191,5)/(192,8-178,3))}$$

$$\Delta T_{lm,con} = 5,47 \text{ } ^\circ\text{C}$$

### 4.2.3 Perhitungan Geometri *Heat exchanger*

Sebelum melakukan analisa perpindahan panas pada sisi *tube* maupun *shell*, variasi dari design telah ditentukan terlebih dahulu. Design *heat exchanger* akan divariasikan pada kecepatan feedwater ( $v_{fw}$ ) sebanyak 4 variasi, yaitu: 0,5 m/s; 1 m/s; 1,5 m/s dan 2 m/s. Masing-masing variasi kecepatan akan divariasikan baffle spacing (BS) sebanyak 4 variasi, (desuperheating/condensing) yaitu: 0,3m/0,66m ; 0,35m/0,83m ; 0,4m/0,99m ; 0,45m/1,16m. Selain variasi, beberapa nilai geometri HPH #3 telah ditentukan terlebih dahulu. Geometri tersebut dapat dilihat pada table 4.2.

Tabel 4.2 Input Geometri HPH #3

| <b>HPH #3 Geometry</b>         |                        |                    |
|--------------------------------|------------------------|--------------------|
| <b>Geometri</b>                | <b>Nilai</b>           | <b>Satuan</b>      |
| <b>OD,<i>tube</i></b>          | 0.0158 (5/8)           | m (inch)           |
| <b>ID,<i>tube</i></b>          | 0.0137                 | m                  |
| <b><i>Tube Layout</i></b>      | 60                     | °                  |
| <b>Baffle Type</b>             | Single Segmental       | -                  |
| <b>Baffle Cut</b>              | 0.25                   | of ID <i>Shell</i> |
| <b><i>Pitch Tube Ratio</i></b> | 1.25                   | -                  |
| <b><i>Pitch Tube</i></b>       | 0.019                  | m                  |
| <b>Clearance</b>               | 0.004                  | m                  |
| <b><i>Tube Material</i></b>    | SA556C2 (Carbon Steel) | -                  |

Dengan ditentukannya kecepatan dan diameter dalam pipa, maka jumlah *tube* pada kecepatan 0,5 m/s dapat dihitung dengan persamaan 2.2.

$$N_T = \frac{4 \dot{m}_{fw} N_p}{\pi \rho_{fw} ID_{tube}^2 v_{fw}} = \frac{4 \left(183,33 \frac{kg}{s}\right)(2)}{\pi \left(886,13 \frac{kg}{m^3}\right) (0.0158 m)^2 (0,5 \frac{m}{s})}$$

$$N_T \approx 5626$$

Dengan perhitungan yang sama untuk masing-masing variasi kecepatan, diperoleh jumlah *tube* yang ditunjukkan pada table 4.3. Semakin tinggi nilai kecepatan feedwater maka semakin sedikit jumlah *tube* pada HPH #3.

Tabel 4.3 Jumlah *Tube* untuk Tiap Variasi Kecepatan

| Kecepatan Feedwater (m/s) | Jumlah <i>Tube</i> |
|---------------------------|--------------------|
| 0,5                       | 5626               |
| 1                         | 2808               |
| 1,5                       | 1872               |
| 2                         | 1404               |

Selain jumlah *tube*, geometri yang harus dihitung untuk menganalisa perpindahan panas adalah diameter dalam *shell* ( $ID_{shell}$ ). Diameter dalam *shell* pada kecepatan 0,5 m/s dapat dihitung dengan persamaan 2.3.

$$ID_{shell} = \sqrt{\frac{OD_{tube}^2 N_T P_R^2 CL}{0,785 CTP}} = \sqrt{\frac{(0,0158m^2) (5626) (1,25) 0,87}{0,785 (0,9)}}$$

$$ID_{shell} = 1,65 \text{ m}$$

Dengan cara perhitungan yang sama, nilai  $ID_{shell}$  berbeda-beda untuk tiap variasi kecepatan feedwater. Namun untuk menganalisa pengaruh kecepatan fluida sisi *tube* terhadap koefisien perpindahan panas total tanpa dipengaruhi factor lain seperti diameter *shell*, maka  $ID_{shell}$  dibuat tetap dengan mengambil nilai  $ID_{shell}$  pada kecepatan feedwater 0,5 m/s yaitu 1,65 meter.

#### 4.2.4 Perhitungan Koefisien Konveksi Sisi *Tube*

Berdasarkan table A6 (water) pada  $P_{fw} = 127,49 \text{ Bar}$  dan  $T_{b,fw} = 188.05 \text{ }^\circ\text{C}$ , properties dari feedwater dapat dilihat pada table 4.4.

Tabel 4.4 Properties Feedwater

| Properties  |                                | Nilai    | Satuan   |
|-------------|--------------------------------|----------|----------|
| $\rho_{fw}$ | Massa jenis feedwater          | 886,13   | $kg/m^3$ |
| $\mu_{fw}$  | Viskositas dinamis feedwater   | 0,000146 | $Ns/m^2$ |
| $Cp_{fw}$   | Panas jenis feedwater          | 4385     | $J/kgK$  |
| $K_{fw}$    | Konduktivitas termal feedwater | 0,68     | $W/mK$   |
| $Pr_{fw}$   | Bilangan Prandtl feedwater     | 0,941    | -        |

- Perhitungan Reynolds Number Sisi Tube:

$$Re_{fw} = \frac{\rho_{fw} \cdot v \cdot ID_{tube}}{\mu_{fw}}$$

$$Re_{fw} = \frac{(886,13 \frac{kg}{m^3}) (0,5 \frac{m}{s}) (0,0137m)}{0,000146 Ns/m^2}$$

$$Re_{fw} = 41.575,28$$

- Perhitungan Nusselt Number Sisi Tube:

Karena  $Re_{fw} > 2300$  (batas laminar aliran internal), maka aliran fluida dapat dikategorikan turbulen. Nusselt number dihitung dengan persamaan Pethukov-Popov sebagai berikut:

$$\overline{Nu}_{fw} = \frac{(f/2) Re_{fw} Pr_{fw}}{1,07 + 12,7 (f/2)^{1/2} (Pr_{fw}^{2/3} - 1)}$$

$$\overline{Nu}_{fw} = \frac{(0,00547/2) (41.575,28) (0,941)}{1,07 + 12,7 (0,00547/2)^{1/2} (0,941^{2/3} - 1)}$$

$$\overline{Nu}_{fw} = 102,52$$

- Perhitungan Koefisien Konveksi Sisi *Tube*:

$$hi_{tube} = \frac{\overline{Nu}_{tube} K_{fw}}{ID_{tube}} = \frac{(102,52) (0,68 \text{ W/mK})}{0,0137 \text{ m}}$$

$$hi_{tube} = 5.088,42 \text{ W/m}^2\text{K}$$

#### 4.2.5 Perhitungan *Overall heat transfer coefficient* Tiap Zona

##### a) Zona Desuperheating

Perhitungan *overall heat transfer coefficient* pada zona desuperheating menggunakan metode kern dimana nilainya dipengaruhi oleh geometri *tube bundle* pada satu baffle spacing. Berdasarkan Tabel A.6 pada  $P_s = 13,34 \text{ Bar}$  dan  $T_{b,s} = 326,8 \text{ }^\circ\text{C}$ , properties uap yang mengalir pada sisi *shell* dapat dilihat pada table 4.5.

Tabel 4.5 Properties Steam pada Temperatur Bulk ( $T_b$ )

| Properties |                            | Nilai    | Satuan   |
|------------|----------------------------|----------|----------|
| $\rho_s$   | Massa jenis steam          | 4.96     | $kg/m^3$ |
| $\mu_s$    | Viskositas dinamis steam   | 0.000021 | $Ns/m^2$ |
| $Cp_s$     | Panas jenis steam          | 2169.3   | $J/kgK$  |
| $K_s$      | Konduktivitas termal steam | 0.048    | $W/mK$   |
| $Pr_s$     | Bilangan Prandtl steam     | 0.949    | -        |

- Perhitungan Cross Flow Area:

$$A_s = \frac{D_s C B S}{P_T} = \frac{(1,65 \text{ m}) (0,004 \text{ m}) (0,3 \text{ m})}{0,019 \text{ m}}$$

$$A_s = 0,099 \text{ m}^2$$

- Perhitungan Diameter Equivalent:

$$D_e = \frac{4 \left( \frac{P_T^2 \sqrt{3}}{4} - \frac{\pi OD_{tube}^2}{8} \right)}{\pi OD_{tube}/2}$$

$$D_e = \frac{4 \left( \frac{(0,019\text{m})^2 (\sqrt{3})}{4} - \frac{3,14 (0,0158 \text{ m})^2}{8} \right)}{3,14 (0,0158) / 2}$$

$$D_e = 0,0115 \text{ m}$$

- Perhitungan *Shell Side Mass Velocity*:

$$G_s = \dot{m}_{si} / A_s = (4,94 \text{ kg/s}) / (0,099 \text{ m}^2)$$

$$G_s = 49,834 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

- Perhitungan Reynolds Number Sisi *Shell*:

$$Re_{des} = \frac{D_e G_s}{\mu_s} = \frac{(0,0115 \text{ m}) (49,834 \text{ kg/m}^2\text{s})}{0,000021 \text{ Ns/m}^2}$$

$$Re_{des} = 27.267,8$$

- Perhitungan Koefisien Konveksi Desuperheating Zone:

$$h_{o,des} = \frac{0,36 K_s Re_{des}^{0,55} Pr_s^{1/3}}{D_e}$$

$$h_{o,des} = \frac{0,36 (0,048 \text{ W/mK}) (27.267,8)^{0,55} (0,949)}{0,0115 \text{ m}}$$

$$h_{o,des} = 406,67 \text{ W/m}^2\text{K}$$

- Perhitungan *Overall heat transfer coefficient*:

$$\frac{1}{U_{des}} = \frac{1}{\frac{r_o}{r_i} \frac{1}{h_{i,tube}} + \frac{r_o \ln(r_o/r_i)}{K} + \frac{1}{h_{o,des}}}$$

$$\frac{1}{U_{des}} = \frac{1}{\frac{0,008 \text{ m}}{0,006 \text{ m}} \frac{1}{5.088,42 \text{ W/m}^2\text{K}} + \frac{(0,008 \text{ m}) \ln(0,008/0,006)}{54} + \frac{1}{406,67 \text{ W/m}^2\text{K}}}$$

$$U_{des} = 369,22 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Dengan cara yang sama, nilai  $h_o$  dan  $U_{des}$  dari masing-masing variasi kecepatan dan baffle spacing dapat dilihat pada table 4.6.

Tabel 4.6 Nilai  $h_i$ ,  $h_o$  dan  $U$  Zona Desuperheating tiap Variasi

| Kecepatan Feedwater (m/s) | Baffle Spacing (m) | $h_i$ ( $\text{W/m}^2\text{K}$ ) | $h_{o,des}$ ( $\text{W/m}^2\text{K}$ ) | $U_{des}$ ( $\text{W/m}^2\text{K}$ ) |
|---------------------------|--------------------|----------------------------------|--|--------------------------------------|
| 0,5                       | 0,3                | 5.088,42                         | 406,67                                 | 369,22                               |
| 0,5                       | 0,35               | 5.088,42                         | 373,61                                 | 341,76                               |
| 0,5                       | 0,4                | 5.088,42                         | 347,15                                 | 319,49                               |
| 0,5                       | 0,45               | 5.088,42                         | 325,38                                 | 300,95                               |
| 1                         | 0,3                | 8.692,83                         | 406,67                                 | 382,56                               |
| 1                         | 0,35               | 8.692,83                         | 373,61                                 | 353,16                               |
| 1                         | 0,4                | 8.692,83                         | 347,15                                 | 329,43                               |
| 1                         | 0,45               | 8.692,83                         | 325,38                                 | 309,76                               |
| 1,5                       | 0,3                | 11.955,77                        | 406,67                                 | 387,96                               |



|     |      |           |        |        |
|-----|------|-----------|--------|--------|
| 1,5 | 0,35 | 11.955,77 | 373.61 | 357,76 |
| 1,5 | 0,4  | 11.955,77 | 347,15 | 333,43 |
| 1,5 | 0,45 | 11.955,77 | 325,38 | 313,29 |
| 2   | 0,3  | 15.022,53 | 406,67 | 390,96 |
| 2   | 0,35 | 15.022,53 | 373.61 | 360,31 |
| 2   | 0,4  | 15.022,53 | 347,15 | 335,64 |
| 2   | 0,45 | 15.022,53 | 325,38 | 315,24 |

Dari table 4.6 terlihat bahwa semakin tinggi nilai kecepatan feedwater, maka nilai  $h_i$  juga semakin meningkat, namun nilai  $h_o$  konstan pada baffle spacing yang sama sehingga nilai  $U$  semakin tinggi. Selain itu, pada nilai kecepatan feedwater yang sama namun baffle spacing divariasikan, semakin jauh baffle spacing maka nilai  $h_o$  semakin rendah. Dengan nilai  $h_i$  yang konstan, nilai  $U$  zona desuperheating semakin kecil. Pembahasan mengenai table 4.6 akan dibahas lebih lanjut pada sub-bab 4.5 dan 4.6 secara lebih detail.

#### b) Zona Condensing

*Overall heat transfer coefficient* pada zona condensing dihitung dengan pendekatan kondensasi yang terjadi pada *tube* vertical dalam satu baffle spacing, sehingga nilai Panjang *tube* pada perhitungan ini merupakan nilai variasi baffle spacing. Berdasarkan Tabel A.6 pada  $P_s = 13,34 \text{ Bar}$  dan  $T_{sat} = 192,8 \text{ }^\circ\text{C}$ , properties uap yang mengalir pada sisi *shell* dapat dilihat pada table 4.6.

Tabel 4.7 Properties Drain pada Temperatur Saturasi ( $T_{sat}$ )

| Properties |                                    | Nilai       | Satuan            |
|------------|------------------------------------|-------------|-------------------|
| Cp,l       | Panas jenis cair jenuh             | 4459        | J/kgK             |
| Hfg        | Perubahan enthalpi saat kondensasi | 1967.8      | kJ/kg             |
| $\rho$ ,l  | Massa jenis cair jenuh             | 872.935     | kg/m <sup>3</sup> |
| $\rho$ ,v  | Massa jenis uap jenuh              | 6.781       | kg/m <sup>3</sup> |
| $\mu$ ,l   | Viskositas dinamis cair jenuh      | 0.000139    | Ns/m <sup>2</sup> |
| K,l        | Konduktivitas termal cair jenuh    | 0.667       | W/mK              |
| $\nu$ ,l   | Viskositas kinematic cair jenuh    | 1.59233E-07 | m <sup>2</sup> /2 |

- Perhitungan Jacob Number:

$$Ja = \frac{c_{p,l} (T_{sat} - T_s)}{h_{fg}} = \frac{4459 \text{ J/kgK} (192,8 - 189,5) \text{ K}}{1.967,8 \text{ kJ/kg}}$$

$$Ja = 0,0075$$

- Perhitungan h'fg:

$$h'_{fg} = h_{fg} (1 + 0,68 Ja)$$

$$h'_{fg} = 1.967,8 \text{ kJ/kg} (1 + 0,68 (0,0075))$$

$$h'_{fg} = 1.977,81 \text{ kJ/kg}$$

- Perhitungan Dimensionless Parameter (P):

$$P = \frac{K_l BS (T_{sat} - T_s)}{\mu_l h'_{fg} (\nu_l^2 / g)^{1/3}}$$

$$P = \frac{(0,667 \text{ W/mK}) (0,3 \text{ m}) (192,8 - 189,5) \text{ K}}{(0,000139 \text{ Ns/m}^2) (1977,81 \text{ kJ/kg}) ((1,59 \times 10^{-7})^2 / (9,8 \text{ m/s}^2))^{1/3}}$$

$$P = 385,34$$

- Perhitungan Nusselt Number:

$$\overline{Nu}_L = \frac{1}{P} (0,68P + 0,89)^{0,82}$$

$$\overline{Nu}_L = \frac{1}{385,34} (0,68 (385,34) + 0,89)^{0,82}$$

$$\overline{Nu}_L = 0,25$$

- Perhitungan Koefisien Konveksi:

$$h_{o,con} = \frac{\overline{Nu}_L K_l}{(v_l^2/g)^{1/3}}$$

$$h_{o,con} = \frac{(0,25)(0,667 \text{ W/mK})}{((1,59 \times 10^{-7})^2 / (9,8 \text{ m/s}^2))^{1/3}}$$

$$h_{o,con} = 12.159,78 \text{ W/m}^2\text{K}$$

- Perhitungan *Overall heat transfer coefficient*:

$$\frac{1}{U_{con}} = \frac{1}{\frac{r_o}{r_i} \frac{1}{h_{i,tube}} + \frac{r_o \ln(r_o/r_i)}{K} + \frac{1}{h_{o,des}}}$$

$$\frac{1}{U_{con}} = \frac{1}{\frac{0,008 \text{ m}}{0,006 \text{ m}} \frac{1}{5.088,42 \text{ W/m}^2\text{K}} + \frac{(0,008 \text{ m}) \ln(0,008/0,006)}{54} + \frac{1}{12.159,78 \text{ W/m}^2\text{K}}}$$

$$U_{con} = 3.015,25 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Tabel 4.8 Nilai  $h_i$ ,  $h_o$  dan  $U$  Zona Condensing tiap Variasi

| Kecepatan Feedwater (m/s) | Baffle Spacing (m) | $h_i$ ( $W/m^2K$ ) | $h_{o,des}$ ( $W/m^2K$ ) | $U_{des}$ ( $W/m^2K$ ) |
|---------------------------|--------------------|--------------------|--------------------------|------------------------|
| 0,5                       | 0,66               | 5.088,42           | 12.159,78                | 3.015,25               |
| 0,5                       | 0,83               | 5.088,42           | 11.674,57                | 2.984,49               |
| 0,5                       | 0,99               | 5.088,42           | 11.293,47                | 2.958,97               |
| 0,5                       | 1,16               | 5.088,42           | 10.981,51                | 2.937,11               |
| 1                         | 0,66               | 8.692,83           | 12.159,78                | 4.215,55               |
| 1                         | 0,83               | 8.692,83           | 11.674,57                | 4.155,67               |
| 1                         | 0,99               | 8.692,83           | 11.293,47                | 4.106,35               |
| 1                         | 1,16               | 8.692,83           | 10.981,51                | 4.064,37               |
| 1,5                       | 0,66               | 11.955,77          | 12.159,78                | 4.979,22               |
| 1,5                       | 0,83               | 11.955,77          | 11.674,57                | 4.895,9                |
| 1,5                       | 0,99               | 11.955,77          | 11.293,47                | 4.827,58               |
| 1,5                       | 1,16               | 11.955,77          | 10.981,51                | 4.769,66               |
| 2                         | 0,66               | 15.022,53          | 12.159,78                | 5.523,41               |
| 2                         | 0,83               | 15.022,53          | 11.674,57                | 5.421,07               |
| 2                         | 0,99               | 15.022,53          | 11.293,47                | 5.337,43               |
| 2                         | 1,16               | 15.022,53          | 10.981,51                | 5.266,72               |

Dari table 4.8 terlihat bahwa semakin tinggi nilai kecepatan feedwater, maka nilai  $h_i$  juga semakin meningkat, namun nilai  $h_o$  konstan pada baffle spacing yang sama sehingga nilai  $U$  semakin tinggi. Selain itu, pada nilai kecepatan feedwater yang sama namun baffle spacing divariasikan, maka semakin jauh baffle spacing nilai  $h_o$  semakin rendah. Dengan nilai  $h_i$  yang konstan,

nilai  $U$  zona condensing semakin kecil. Pembahasan mengenai table 4.6 akan dibahas lebih lanjut pada sub-bab 4.5 dan 4.6 secara lebih detail.

#### 4.2.6 Perhitungan Luas Perpindahan Panas Tiap Zona

##### a) Zona Desuperheating

Dengan dihitungnya nilai  $Q_{desuperheating}$ ,  $\Delta T_{lm,des}$  dan  $U_{des}$ , maka nilai luasan perpindahan panas zona desuperheating dapat dihitung sebagai berikut:

$$A_{des} = \frac{Q_{desuperheating}}{\Delta T_{lm,des} U_{des}} = \frac{2971,73 \text{ kJ/kg}}{(85,75 \text{ K})(369,22 \text{ W/m}^2\text{K})}$$

$$A_{des} = 93,86 \text{ m}^2$$

Panjang *tube* yang dibutuhkan untuk zona desuperheating dapat dihitung lebih lanjut dengan cara:

$$L_{des} = \frac{A_{des}}{\pi N_T OD_{tube}} = \frac{93,86 \text{ m}^2}{3,14 (5626)(0,0158 \text{ m})}$$

$$L_{des} = 0,5 \text{ m}$$

##### b) Zona Condensing

Dengan cara yang sama dengan zona desuperheating maka nilai luasan perpindahan panas dan Panjang *tube* zona condensing adalah:

$$A_{con} = \frac{Q_{condensing}}{\Delta T_{lm,con} U_{con}} = \frac{12.719,64 \text{ kJ/kg}}{(5,47 \text{ K})(3.015,25 \text{ W/m}^2\text{K})}$$

$$A_{con} = 770,754 \text{ m}^2$$

$$L_{con} = \frac{A_{con}}{\pi N_T OD_{tube}} = \frac{770,754 \text{ m}^2}{3,14 (5626)(0,0158\text{m})}$$

$$L_{con} = 2,75 \text{ m}$$

Tabel 4.9 Nilai hi, ho dan U Zona Condensing tiap Variasi

| <b>Kecepatan Feedwater (m/s)</b> | <b>Baffle Spacing (m)</b> | <b><math>L_{des}</math> (m)</b> | <b><math>L_{con}</math> (m)</b> | <b><math>L_{effective}</math> (m)</b> |
|----------------------------------|---------------------------|---------------------------------|---------------------------------|---------------------------------------|
| 0,5                              | 0,30 / 0,66               | 0,50                            | 2,75                            | 3,25                                  |
| 0,5                              | 0,35 / 0,83               | 0,54                            | 2,78                            | 3,32                                  |
| 0,5                              | 0,40 / 0,99               | 0,58                            | 2,80                            | 3,38                                  |
| 0,5                              | 0,45 / 1,16               | 0,62                            | 2,82                            | 3,44                                  |
| 1                                | 0,30 / 0,66               | 0,97                            | 3,94                            | 4,91                                  |
| 1                                | 0,35 / 0,83               | 1,95                            | 4,00                            | 5,05                                  |
| 1                                | 0,40 / 0,99               | 1,13                            | 4,04                            | 5,17                                  |
| 1                                | 0,45 / 1,16               | 1,20                            | 4,08                            | 5,28                                  |
| 1,5                              | 0,30 / 0,66               | 1,44                            | 5,00                            | 6,44                                  |
| 1,5                              | 0,35 / 0,83               | 1,56                            | 5,09                            | 6,64                                  |
| 1,5                              | 0,40 / 0,99               | 1,67                            | 5,16                            | 6,83                                  |
| 1,5                              | 0,45 / 1,16               | 1,78                            | 5,22                            | 7,00                                  |
| 2                                | 0,30 / 0,66               | 1,9                             | 6,01                            | 7,91                                  |
| 2                                | 0,35 / 0,83               | 2,06                            | 6,13                            | 8,19                                  |
| 2                                | 0,40 / 0,99               | 2,21                            | 6,22                            | 8,43                                  |
| 2                                | 0,45 / 1,16               | 2,36                            | 8,43                            | 8,66                                  |

Dari table 4.9 terlihat bahwa semakin tinggi nilai kecepatan feedwater (pada jarak baffle spacing yang sama), panjang effective *tube* akan semakin meningkat. Demikian pula saat nilai baffle spacing semakin jauh (pada nilai kecepatan feedwater yang sama), panjang effective *tube* juga semakin meningkat. Pembahasan mengenai table 4.6 akan dibahas lebih lanjut pada sub-bab 4.5 dan 4.6 secara lebih detail.

### 4.3 Perhitungan Pressure Drop

Analisa pressure drop terbagi menjadi dua, yaitu sisi *tube* dan *shell*. Pada sisi *tube*, pressure drop terjadi disebabkan oleh panjang total *tube* lurus pada dua laluan dan adanya U-bend (siku 180°). Sedangkan untuk sisi *shell*, beberapa factor yang mempengaruhi antara lain: jumlah laluan fluida sisi *shell* akibat adanya baffle dan jumlah baris *tube* yang dilalui pada satu baffle spacing. Perhitungan Pressure drop pada sisi *shell* akan dilakukan pada variasi design dengan kecepatan feedwater 1,5 m/s dengan baffle spacing zona desuperheating 0,3 m dan zona condensing 0,66m.

#### 4.3.1 Perhitungan Pressure Drop Sisi *Tube*

Koefisien gesek pada sisi *tube* adalah:

$$f_{tube} = (1,58 \ln Re_{tube} - 3,28)^{-2}$$

$$f_{tube} = (1,58 \ln (124.725,83) - 3,28)^{-2}$$

$$f_{tube} = 0,00429$$

Pressure drop yang terjadi disepanjang dua laluan *tube* (mayor) adalah:

$$\Delta P_{mayor} = 4f \frac{L N_p}{ID_{tube}} \frac{\rho v_{fw}^2}{2}$$

$$\Delta P_{mayor} = 4 (0,00429) \frac{(6,44 \text{ m}) (2)}{0,0158 \text{ m}} \frac{(886,13 \text{ kg/m}^3) (1,5 \text{ m/s})^2}{2}$$

$$\Delta P_{mayor} = 0,161 \text{ Bar}$$

Pressure drop yang terjadi pada U-bend (minor) dipengaruhi oleh nilai L/D dari aksesoris pipa seperti fitting, valve, bend, contraction dan enlargement. Nilai L/D untuk large U-bend adalah 50. Dengan demikian pressure drop minor dapat dihitung dengan cara:

$$\Delta P_{minor} = 4f \frac{L}{D} \frac{\rho v_{fw}^2}{2}$$

$$\Delta P_{minor} = 4 (0,00429) (50) \frac{(886,13 \text{ kg/m}^3) (1,5)^2}{2}$$

$$\Delta P_{minor} = 0,0797 \text{ Bar}$$

Nilai pressure drop total yang terjadi pada sisi pipa adalah:

$$\Delta P_{tube} = \Delta P_{mayor} + \Delta P_{minor}$$

$$\Delta P_{tube} = 0,161 \text{ Bar} + 0,0797 \text{ Bar}$$

$$\Delta P_{tube} = 0,241 \text{ Bar}$$



Tabel 4.10 Pressure Drop Sisi *Tube* tiap Variasi

| Kecepatan Feedwater (m/s) | Baffle Spacing (m) | $\Delta P_{mayor}$ (Pa) | $\Delta P_{minor}$ (Pa) | $\Delta P_{tube,total}$ (Bar) |
|---------------------------|--------------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------------|
| 0,5                       | 0,30 / 0,66        | 1.149,46                | 886,13                  | 0,0204                        |
| 0,5                       | 0,35 / 0,83        | 1.173,74                | 886,13                  | 0,0206                        |
| 0,5                       | 0,40 / 0,99        | 1.195,58                | 886,13                  | 0,0208                        |
| 0,5                       | 0,45 / 1,16        | 1.215,59                | 886,13                  | 0,0210                        |
| 1                         | 0,30 / 0,66        | 5.943,10                | 3.544,52                | 0,0949                        |
| 1                         | 0,35 / 0,83        | 6.109,62                | 3.544,52                | 0,0965                        |
| 1                         | 0,40 / 0,99        | 6.259,42                | 3.544,52                | 0,0980                        |
| 1                         | 0,45 / 1,16        | 6.396,65                | 3.544,52                | 0,0994                        |
| 1,5                       | 0,30 / 0,66        | 16.093,36               | 7.975,17                | 0,2407                        |
| 1,5                       | 0,35 / 0,83        | 16.609,16               | 7.975,17                | 0,2458                        |
| 1,5                       | 0,40 / 0,99        | 17.073,18               | 7.975,17                | 0,2505                        |
| 1,5                       | 0,45 / 1,16        | 17.498,26               | 7.975,17                | 0,2547                        |
| 2                         | 0,30 / 0,66        | 33.157,09               | 14.178,08               | 0,4734                        |
| 2                         | 0,35 / 0,83        | 34.310,02               | 14.178,08               | 0,4849                        |
| 2                         | 0,40 / 0,99        | 35.347,20               | 14.178,08               | 0,4953                        |
| 2                         | 0,45 / 1,16        | 36.297,35               | 14.178,08               | 0,5048                        |

Dari table 4.10 terlihat bahwa semakin tinggi nilai kecepatan feedwater (pada jarak baffle spacing yang sama), pressure drop mayor dan minor sisi *tube* akan semakin meningkat. Saat jarak baffle spacing semakin jauh (pada nilai kecepatan feedwater yang sama), pressure drop mayor sisi *tube* meningkat namun pressure drop minor cenderung konstan. Pembahasan mengenai table 4.10 akan dibahas lebih lanjut pada sub-bab 4.5 dan 4.6 secara lebih detail.

### 4.3.1 Perhitungan Pressure Drop Sisi *Shell*

Pressure drop pada sisi *shell* terbagi menjadi dua zona, desuperheating dan condensing. Pressure drop sisi *shell* untuk masing-masing zona terbagi menjadi dua daerah utama yang akan dianalisa, yaitu daerah baffle interior dan baffle window. Exit nozzle untuk drain pada *heat exchanger* vertical tidak dihitung karena berada dibawah *straight tube* yang merupakan batasan *area* yang analisa. Perhitungan Pressure drop pada sisi *shell* akan dilakukan pada variasi design dengan kecepatan feedwater 1 m/s dengan baffle spacing zona desuperheating 0,35 m dan zona condensing 0,83 m.

#### a) Zona Desuperheating

Untuk menghitung pressure drop sisi *shell*, maka terlebih dahulu harus dihitung nilai dari jumlah baris *tube* yang dilalui secara melintang dalam satu baffle spacing ( $N_c$ ) dan yang berada pada sisi window ( $N_{cw}$ ). Dengan baffle cut 25% dari  $ID_{shell}$ , maka:

$$\frac{L_c}{D_s} = \frac{0,25 D_s}{D_s} = 0,25$$

Berdasarkan tabel 2.1, nilai  $P_p$  untuk  $OD_{tube}$  5/8" adalah 0,704" atau 0.027. Sehingga nilai  $N_c$  dan  $N_{cw}$  adalah:

$$N_c = \frac{D_s \left[ 1 - 2 \frac{L_c}{D_s} \right]}{P_p} = \frac{1,65 \text{ m} [1 - 2 (0,25)]}{0,027 \text{ m}}$$

$$N_c = 58,46 \cong 58$$

$$N_{cw} = \frac{0,8 L_c}{P_p} = \frac{0,8 (0,25)}{0,027}$$

$$N_{cw} = 23,34 \cong 23$$

Nilai pressure drop di sisi interior dan window baffle dipengaruhi oleh adanya friction factor antara fluida sisi *shell* dengan *tube*.

$$f_i = b_1 \left( \frac{1,33}{p_T/D_o} \right)^b (Re_s)^{b_2}$$

Untuk layout *tube* 30° dengan range Res  $10^5 - 10^4$ . Nilai  $b_1 = 0,372$ ,  $b_2 = -0,123$ ,  $b_3 = 7$ ,  $b_4 = 0,5$ . Sementara nilai  $b$  dapat dihitung dengan rumus:

$$b = \frac{b_3}{1+0,14 (Re_s)^{b_4}} = \frac{7}{1+0,14 (23.372,4)^{0,5}}$$

$$b = 0,31$$

Sehingga friction factor dapat dihitung:

$$f_i = 0,372 \left( \frac{1,33}{1,25} \right)^{0,29} (27.267,8)^{-0,123}$$

$$f_i = 0,11$$

Nilai pressure drop fluida sisi *shell* yang melalui ideal *tube* bank pada satu baffle spacing dapat dihitung sebagai berikut:

$$\Delta P_{bi,des} = 4 f_i \frac{G_s^2}{2 \rho_s} \left( \frac{\mu_{s,w}}{\mu_s} \right)^{0,14} N_c$$

$$\Delta P_{bi,des} = 4 (0,11) \frac{42,175^2}{2 (4,96 \text{ kg/m}^2)} \left( \frac{0,000021}{0,000020} \right)^{0,14} 58$$

$$\Delta P_{bi,des} = 4.696,13 \text{ Pa}$$

- Pressure Drop sisi Interior Baffle

$$\Delta P_{c,des} = \Delta P_{bi} (N_b + 1) R_l R_b$$

$$\Delta P_{c,des} = 4.696,13 \text{ Pa } (2 + 1)(0,6)(0,4)$$

$$\Delta P_{c,des} = 3.381,21 \text{ Pa}$$

- Pressure Drop sisi Window Baffle

Karena nilai  $Res \geq 100$ , maka nilai pressure drop ideal yang melalui baffle window adalah sebesar:

$$\Delta P_{wi,des} = \frac{\dot{m}_s^2 (2+0,6N_{cw})}{2 \rho_s A_s A_w}$$

$$\Delta P_{wi,des} = \frac{4,94 \text{ kg/s } (2+0,6 (23))}{2 (4,94 \text{ kg/m}^3)(0,116 \text{ m}^2)(0,144 \text{ m}^2)}$$

$$\Delta P_{wi,des} = 2.325 \text{ Pa}$$

Dengan demikian total pressure drop yang melalui window baffle pada sisi *shell* adalah:

$$\Delta P_{w,des} = \Delta P_{wi,des} N_B R_l$$

$$\Delta P_{w,des} = 3995 \text{ Pa } (3) (0,4)$$

$$\Delta P_{w,des} = 1.859,85 \text{ Pa}$$

Total pressure drop yang terjadi pada desuperheating zone adalah:

$$\Delta P_{tot,des} = \Delta P_{c,des} + \Delta P_{w,des}$$

$$\Delta P_{tot,des} = 3381,21 \text{ Pa } + 1859,85 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_{tot,des} = 5.241,07 = 0,0524 \text{ Bar}$$

## b) Zona Condensing

Zone condensing didominasi oleh fase liquid karena adanya tambahan drain dari HPH #2 yang memiliki fraksi uap mendekati saturated liquid. Oleh karena itu, perhitungan pressure drop yang digunakan pada zona condensing menggunakan properties dari saturated liquid. Dengan nilai  $N_c$  dan  $N_{ew}$  yang sama dengan zona desuperheating, maka nilai friction factor dari zona condensing dapat dihitung dengan cara:

$$f_i = b_1 \left( \frac{1,33}{P_T/D_o} \right)^b (Re_s)^{b_2}$$

$$f_i = 0,372 \left( \frac{1,33}{1,25} \right)^{0,33} (3.531,08)^{-0,123}$$

$$f_i = 0,1085$$

- Pressure Drop sisi Interior Baffle

Nilai pressure drop fluida sisi *shell* yang melalui ideal *tube* bank pada satu baffle spacing dapat dihitung dengan rumus yang sama pada desuperheating zone sebagai berikut:

$$\Delta P_{bi,con} = 4 (0,1085) \frac{(42,71)^2}{2 (872,935 \text{ kg/m}^3)} \left( \frac{0,000139}{0,000125} \right)^{0,14} 58$$

$$\Delta P_{bi,con} = 26,31 \text{ Pa}$$

Nilai pressure drop interior baffle sepanjang zona condensing adalah:

$$\Delta P_{c.con} = \Delta P_{bi} (N_b - 1) R_l R_p$$

$$\Delta P_{c,con} = 26,31 Pa (4 - 1)(0,6)(0,4)$$

$$\Delta P_{c,con} = 18,94 Pa$$

- Pressure Drop sisi Window Baffle

Karena nilai  $Res \geq 100$ , maka nilai pressure drop ideal yang melalui baffle window dapat dihitung dengan rumus yang sama pada desuperheating zone, yaitu:

$$\Delta P_{wi,con} = \frac{4,94 kg/s (2+0,6 (23))}{2 (872,935 kg/m^3)(0,099 m^2)(0,144 m^2)}$$

$$\Delta P_{wi,con} = 150,14 Pa$$

Dengan demikian total pressure drop yang melalui window baffle pada sisi *shell* adalah:

$$\Delta P_{w,con} = 150,14 Pa (4) (0,4)$$

$$\Delta P_{w,con} = 240,23 Pa$$

Total pressure drop yang terjadi pada condensing zone adalah:

$$\Delta P_{tot,con} = \Delta P_{c,con} + \Delta P_{w,con}$$

$$\Delta P_{tot,con} = 18,94 Pa + 240,23 Pa$$

$$\Delta P_{tot,con} = 259,17 Pa = 0,0026 Bar$$

Tabel 4.11 Pressure Drop Sisi *Tube* tiap Variasi Baffle Spacing

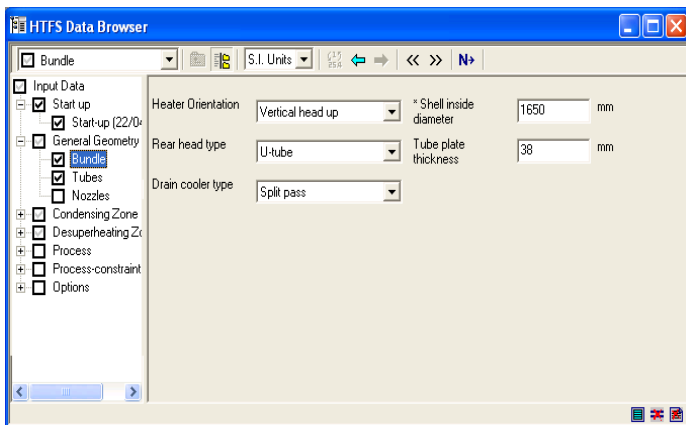
| Kecepatan Feedwater (m/s) | Baffle Spacing (m) | $\Delta P_{desuperheat}$ (Pa) | $\Delta P_{condensing}$ (Pa) | $\Delta P_{shell,total}$ (Bar) |
|---------------------------|--------------------|-------------------------------|------------------------------|--------------------------------|
| 0,5                       | 0,30 / 0,66        | 4272,10                       | 279,56                       | 0,0455                         |
| 0,5                       | 0,35 / 0,83        | 3184,07                       | 126,43                       | 0,0331                         |
| 0,5                       | 0,40 / 0,99        | 2468,62                       | 92,51                        | 0,0256                         |
| 0,5                       | 0,45 / 1,16        | 1972,45                       | 33,36                        | 0,0201                         |
| 1                         | 0,30 / 0,66        | 7041,02                       | 471,54                       | 0,0751                         |
| 1                         | 0,35 / 0,83        | 5241,07                       | 259,17                       | 0,0550                         |
| 1                         | 0,40 / 0,99        | 4058,92                       | 141,23                       | 0,0420                         |
| 1                         | 0,45 / 1,16        | 3239,94                       | 70,69                        | 0,0331                         |
| 1,5                       | 0,30 / 0,66        | 9809,94                       | 567,52                       | 0,1038                         |
| 1,5                       | 0,35 / 0,83        | 7298,07                       | 325,54                       | 0,0762                         |
| 1,5                       | 0,40 / 0,99        | 5649,22                       | 189,95                       | 0,0584                         |
| 1,5                       | 0,45 / 1,16        | 4507,44                       | 108,02                       | 0,0462                         |
| 2                         | 0,30 / 0,66        | 15347,77                      | 759,50                       | 0,1611                         |
| 2                         | 0,35 / 0,83        | 11412,06                      | 391,91                       | 0,1180                         |
| 2                         | 0,40 / 0,99        | 8829,81                       | 238,67                       | 0,0907                         |
| 2                         | 0,45 / 1,16        | 6021,48                       | 142,47                       | 0,0616                         |

Dari table 4.11 terlihat bahwa semakin tinggi nilai kecepatan feedwater (pada jarak baffle spacing yang sama), pressure drop sisi *shell* akan semakin meningkat. Namun, saat jarak baffle spacing semakin jauh (pada nilai kecepatan feedwater yang sama), pressure drop sisi *shell* akan mengalami penurunan. Pembahasan mengenai table 4.11 akan dibahas lebih lanjut pada sub-bab 4.5 dan 4.6 secara lebih detail.

#### 4.4 Checking HPH #3 dengan Software

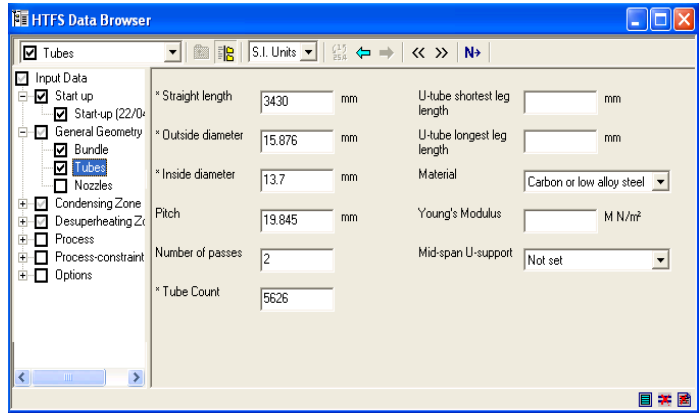
*Software* yang digunakan untuk simulasi HPH #3 yang telah didesign adalah ASPEN Fran. ASPEN Fran tidak dapat digunakan untuk mendesign suatu system *heat exchanger* multi-zone, namun *software* ini mampu untuk memeriksa apakah luasan perpindahan panas dan pressure drop hasil perhitungan berada dalam angka aman atau tidak dengan membandingkan antara luas perpindahan panas hasil perhitungan dengan luas perpindahan panas yang dibutuhkan dengan geometri yang ada. Oleh karena itu, input dari ASPEN Fran terbagi menjadi dua, yaitu process dan geometri (hasil perhitungan). Berikut adalah contoh simulasi checking untuk variasi kecepatan feedwater 0,5 m/s dan baffle spacing (desuperheat/condensing) 0,3/0,66 meter).

- General Geometry



(a)

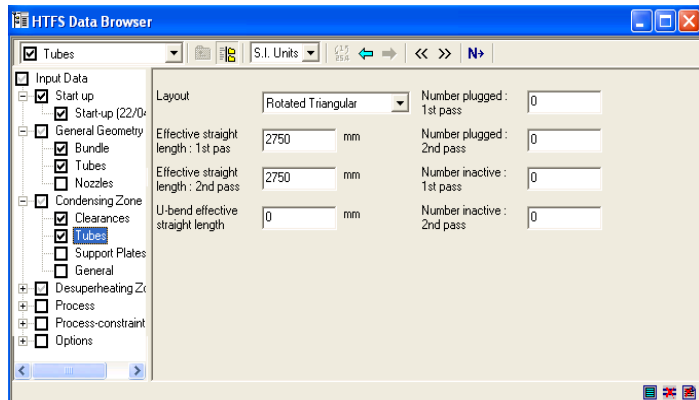




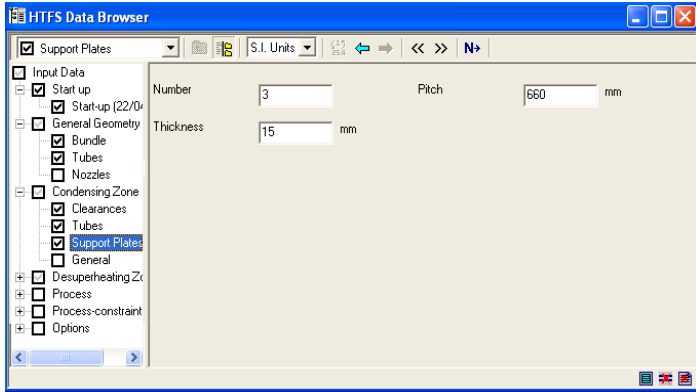
(b)

Gambar 4.5 ASPEN Fran General Geometry Input: (a) Bundle (b) Tube

- Condensing Zone (Geometry)



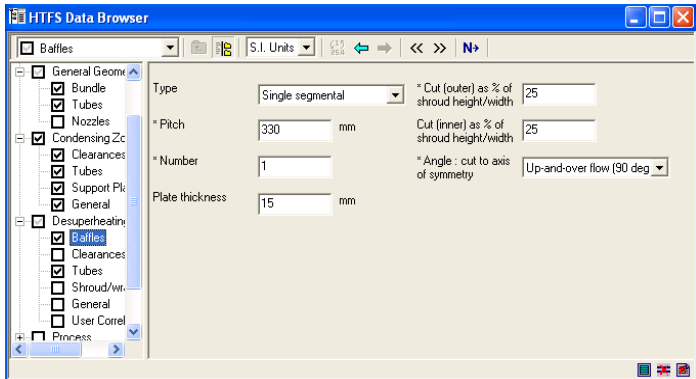
(a)



(b)

Gambar 4.6 ASPEN Fran Condensing Zone Input: (a) *Tube Side*. (b) Support Plate (Baffle) Side

- Desuperheating Zone (Geometry)



Gambar 4.7 ASPEN Fran Desuperheating Input

- Extraction Steam (Process)

HTFS Data Browser

Extraction Steam

S.I. Units

Tubes  
 Support Pk  
 General  
 Desuperheating  
 Baffles  
 Clearances  
 Tubes  
 Shroud/wr.  
 General  
 User Correl  
 Process  
 Extraction  
 Flash steam  
 Incoming d  
 Tube-side  
 Fouling  
 Process-constr

\* Inlet liquid mass flow fraction: 0  
 \* Inlet pressure: 13.34 bar(abs)  
 Shell vent pressure: bar(abs)  
 \* Steam temp at desuphr outlet: 192.8 °C

\* Inlet temperature: 0 °C  
 \* Inlet specific enthalpy: 3389.7 kJ/kg  
 \* Condensing zone operating pressure: 13.3 bar(abs)  
 \* Temperature at drain cooler outlet: 192.8 °C

Gambar 4.8 ASPEN Fran Extraction Steam Input

- Incoming Drain (Process)

HTFS Data Browser

Incoming drains

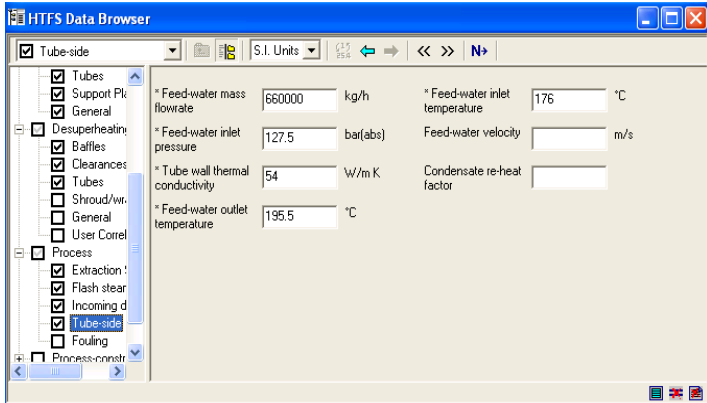
S.I. Units

Tubes  
 Support Pk  
 General  
 Desuperheating  
 Baffles  
 Clearances  
 Tubes  
 Shroud/wr.  
 General  
 User Correl  
 Process  
 Extraction  
 Flash steam  
 Incoming d  
 Tube-side  
 Fouling  
 Process-constr

Mass flowrate: 74300 kg/h  
 Pressure: 13.34 bar(abs)  
 Specific enthalpy: 965.6 kJ/kg

Gambar 4.9 ASPEN Fran Incoming Drain Input

- *Tube Side (Process)*



Gambar 4.10 ASPEN Fran *Tube Side* input

Dari input *tube*, nilai *temperature* feedwater yang dapat digunakan adalah 195,5 °C padahal dengan heat load dan *temperature* masuk feedwater yang ada, diperoleh nilai *temperature* keluar feedwater 197,8 °C sehingga dibutuhkan penyesuaian agar *heat exchanger* dapat mengatasi heat load yang sama, yaitu dengan menurunkan nilai *temperature* masuk feedwater menjadi 175,5 °C.

Setelah seluruh input dipenuhi dan *software* dijalankan, beberapa output akan ditunjukkan oleh *software*, summary output dari ASPEN Fran adalah sebagai berikut:

Aspen FRAN 2004 Summary Output - CHECKING Mode  
 WARNING MESSAGES OUTPUT - CHECK LINEPRINTER

```
-----
1 SHELL DIAMETER (MM) 1650.0 MOUNTED - VERTICAL HEAD UP
2 SURFACE AREA (M2) TOTAL - 962.5 EFFECTIVE - 864.3
-----
```

PERFORMANCE OF ONE SHELL

```
-----
SHELL-SIDE TUBE-SIDE
-----
3 FLUID CIRCULATED EXTRCTN. OTHERS FEEDWATER
4 TOTAL FLUID ENTERING (KG/H) 17622.2 74300.1 660000.5
5 INLET SPECIFIC ENTHALPY (KJ/KG) 3386.7 965.6 751.9
6 OUTLET SPECIFIC ENTHALPY (KJ/KG) 819.6 836.8
7 INLET TEMPERATURE (C) 459.38 176.01
8 INLET SAT. TEMPERATURE (C) 192.87
9 OUTLET TEMPERATURE (C) 192.71 195.38
10 OPERATING PRESSURE (BAR(ABS))
    - SPECIFIED 13.30
    - CALCULATED 13.29
11 MAXIMUM VELOCITY (M/S) 0.50
12 PRESSURE DROP (BAR) 0.0470 0.0278
-----
```

Gambar 4.11 ASPEN Fran Process Output

Pada process output ASPEN Fran dapat dilihat beberapa parameter penting seperti *temperature* masuk dan keluar feedwater yang lebih rendah dari kondisi sebenarnya. Namun heat load dari HPH hasil simulasi telah sama dengan perhitungan, hal ini dibuktikan dari nilai mass flow rate desuperheating hasil simulasi yang mendekati nilai perhitungan. Selain itu dapat dilihat juga nilai pressure drop baik di sisi *tube* dan juga sisi *shell* secara total.

```
-----
HEAT REQUIRED LMTD OVERALL BAFFLE REFERENCE
EXCHANGED SURFACE COEFFT SPACING TEMP.
(KW) (M2) (C) (U/ M2 K) (MM) DIFFCES.
(C)
13 DESUPERHEATING ZONE 2819.2 96.0 75.75 387.6 330.0 TTD -2.5
14 CONDENSING ZONE 12749.3 756.4 5.28 3192.5 660.0 DCA 16.7
15 DRAIN-COOLING ZONE 0.0 0.0 0.00 0.0 0.0
-----
```

Gambar 4.12 ASPEN Fran Zone Output

Pada Output tiap zona ASPEN Fran, dapat dilihat bahwa nilai heat load dari zona desuperheating dan condensing telah mendekati kondisi perhitungan. Nilai  $\Delta T_{lm}$  Desuperheating zone mengalami penurunan, hal ini merupakan konsekuensi dari diturunkannya *temperature* masuk dan keluar feedwater sementara nilai Temperatur masuk dan keluar sisi *shell* tetap. Selain itu, nilai *overall heat transfer coefficient* dan luasan perpindahan panas yang dibutuhkan dari zona desuperheating dan condensing juga dapat diketahui.

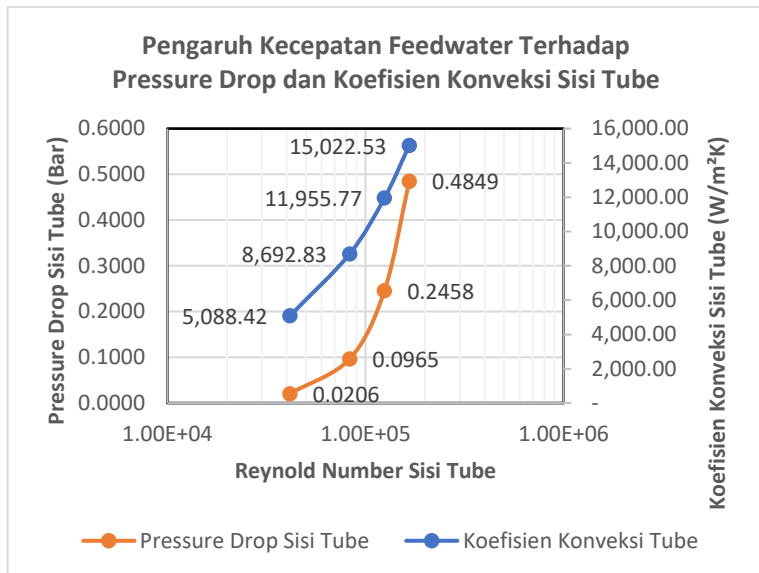
|                        | ACTUAL<br>SURFACE AREA<br>(M2) | AREA RATIO<br>(ACTUAL/REQUIRED) |
|------------------------|--------------------------------|---------------------------------|
| 21 DESUPERHEATING ZONE | 92.6                           | 0.964                           |
| 22 CONDENSING ZONE     | 771.7                          | 1.020                           |
| 23 DRAIN-COOLING ZONE  | 0.0                            | 0.000                           |

Gambar 4.13 ASPEN Fran *Area Ratio* Output

Pada Output *Area Ratio* ASPEN Fran, dapat dilihat bahwa ada perbandingan antara actual surface *area* dengan required surface *area*. Actual surface *area* merupakan kombinasi hasil antara process input dengan geometri input yang merupakan hasil perhitungan seperti jumlah baffle dan panjang *tube* tiap zona. Jika *area ratio* < 1 maka geometri yang telah didesign masih tidak memenuhi *area* perpindahan panas yang dibutuhkan. Jika *area ratio* > 1, maka *area* yang telah didesign lebih tinggi dari *area* perpindahan panas yang dibutuhkan atau dapat dikatakan bahwa design kita berada dalam angka aman (ada overdesign). Namun jika nilai *area ratio* terlalu jauh dari angka satu 1, artinya overdesign yang terjadi terlalu tinggi. Oleh karena itu, *area ratio* yang ideal berada pada angka 1-1,2 atau 20% overdesign.

## 4.5 Analisa Grafik Redesign HPH #3 Variasi Kecepatan

### 4.5.1 Grafik Pengaruh Kecepatan Feedwater Terhadap Pressure Drop dan Koefisien Konveksi Sisi Tube



Gambar 4.14 Grafik Pengaruh Kecepatan Feedwater Terhadap Pressure Drop dan koefisien Konveksi Sisi Tube

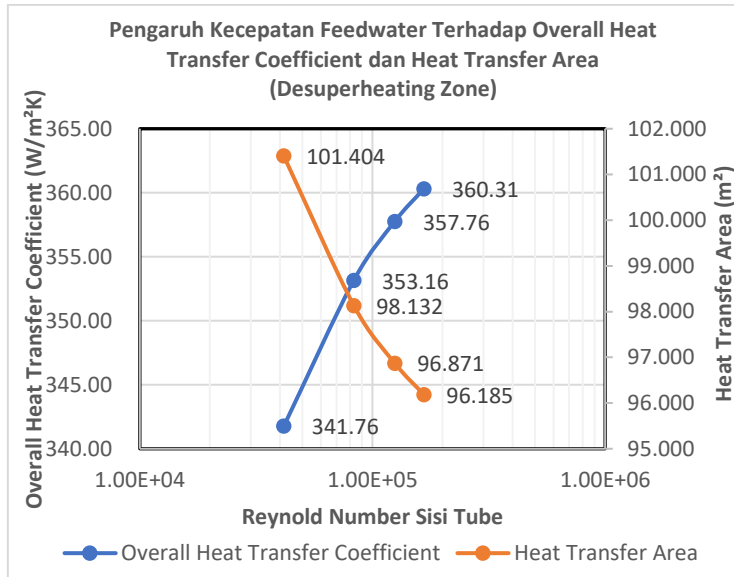
Pada Gambar 4.14 dapat dilihat bahwa nilai koefisien konveksi ( $h_i$ ) dan pressure drop ( $\Delta P_{tube}$ ) sisi tube membentuk trendline naik seiring dengan kenaikan Reynolds number. Re 41.575,28 memiliki nilai  $h_i$  dan  $\Delta P_{tube}$  yang paling rendah yaitu 5.088,42 W/m<sup>2</sup>K dan 0,0206 bar. Saat kecepatan feedwater ( $v_{fw}$ ) ditingkatkan, nilai Re mengalami peningkatan menjadi 83.150,55; 124.725,83; dan 166.301,11; maka nilai  $h_i$  juga meningkat menjadi 8.692,83 W/m<sup>2</sup>K; 11.955,77 W/m<sup>2</sup>K; 15.022,53 W/m<sup>2</sup>K.  $\Delta P_{tube}$  pada variasi yang sama juga

meningkat menjadi 0,0965 bar; 0,2458 bar dan 0,4849 bar. Secara persamaan garis, nilai  $(h_i/(\Delta P_{tube} \times 10000))$  dari variasi kecepatan 0,5 – 2 m/s secara berturut-turut adalah 24,7; 9; 4,86; 3,1. Artinya, pada pressure drop yang sama, kecepatan 0,5 m/s menghasilkan nilai  $h_i$  yang paling tinggi dibanding variasi lain. Sebaliknya, pada nilai  $h_i$  yang sama, pressure drop tertinggi berada pada kecepatan feedwater 2 m/s.

Semakin tinggi Reynolds number menandakan bahwa kecepatan fluida sisi *tube* ( $v_{fw}$ ) semakin tinggi.  $v_{fw}$  yang semakin tinggi membuat nusselt number juga semakin tinggi, sehingga koefisien konveksi juga akan semakin meningkat. Namun, peningkatan  $\Delta P_{tube}$  relatif lebih eksponensial jika dibandingkan dengan peningkatan  $h_i$ . Peningkatan pressure drop akibat variasi kecepatan dipengaruhi oleh dua hal, yaitu panjang *tube* ( $L$ ) dan kecepatan sisi *tube* ( $v_{fw}$ ). Semakin tinggi  $v_{fw}$  maka nilai jumlah *tube* didalam *shell* akan semakin sedikit sehingga *tube* akan semakin panjang dan menyebabkan pressure drop meningkat secara linier. Semakin tinggi  $v_{fw}$ , Pressure drop sisi *tube* juga semakin meningkat secara kuadratik (eksponensial). Berdasarkan hasil yang ditunjukkan gambar 4.14 dapat disimpulkan bahwa hasil yang diperoleh telah sesuai dengan teori bahwa nilai koefisien konveksi dan pressure drop sisi *tube* akan meningkat seiring dengan peningkatan kecepatan aliran fluida sisi *tube*.



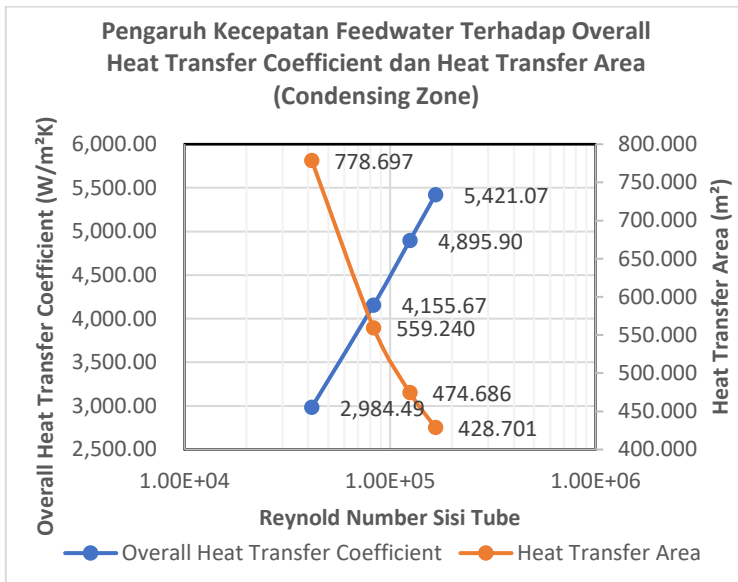
#### 4.5.2 Grafik Pengaruh Kecepatan Feedwater Terhadap Koefisien Perpindahan Panas Total dan Luasan Perpindahan Panas



Gambar 4.15 Grafik Pengaruh Kecepatan Feedwater Terhadap *Overall heat transfer coefficient* dan *Heat Transfer Area* Desuperheating Zone

Pada Gambar 4.15 dapat dilihat bahwa nilai *overall heat transfer coefficient* ( $U_{des}$ ) membentuk trendline naik seiring dengan kenaikan Reynolds number. Sebaliknya, nilai *heat transfer area* ( $A_{des}$ ) membentuk trendline turun. Re 41.575,28 memiliki nilai  $U_{des}$  yang paling rendah yaitu 341,76 W/m<sup>2</sup>K dan  $A_{des}$  yang paling tinggi yaitu 101,4 m<sup>2</sup>. Saat kecepatan feedwater ( $v_{fw}$ ) ditingkatkan, nilai Re mengalami peningkatan menjadi 83.150,55; 124.725,83; dan 166.301,11; nilai  $U_{des}$  juga meningkat menjadi 353,16 W/m<sup>2</sup>K; 357,76

$W/m^2K$ ; 360,31  $W/m^2K$ . Pada variasi yang sama, nilai  $A_{des}$  menurun menjadi 98,132  $m^2$ ; 96,87  $m^2$ ; 96,18  $m^2$ . Secara persamaan garis, nilai  $(U_{des}/(A_{des}))$  dari variasi kecepatan 0,5 – 2 m/s secara berturut-turut adalah 3,37; 3,6; 3,69; 3,79. Artinya, pada *overall heat transfer coefficient* yang sama, kecepatan 0,5 m/s memiliki nilai luas *area* perpindahan panas yang besar dibanding variasi lain. Sebaliknya, pada nilai  $A$  yang sama, nilai  $U$  tertinggi berada pada kecepatan feedwater 2 m/s.



Gambar 4.16 Grafik Pengaruh Kecepatan Feedwater Terhadap *Overall heat transfer coefficient* dan Heat Transfer Area Condensing Zone

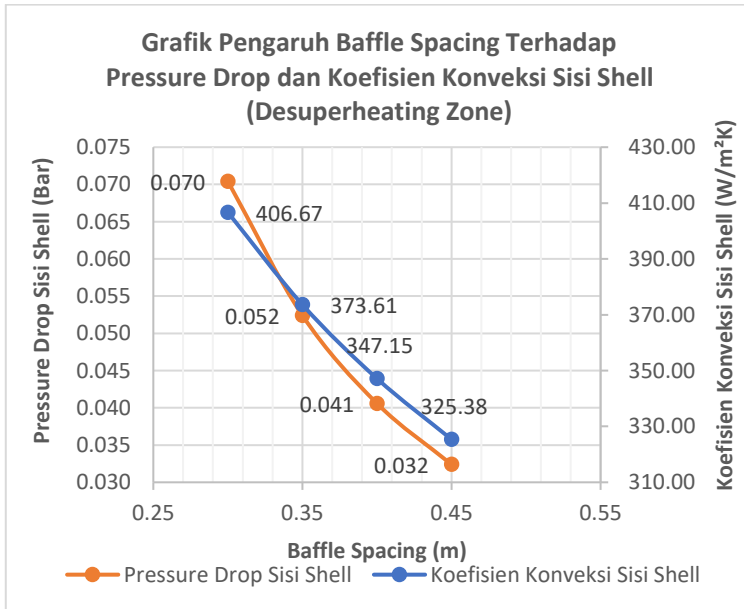
Pada Gambar 4.16 dapat dilihat bahwa nilai *overall heat transfer coefficient* ( $U_{con}$ ) membentuk trendline naik seiring dengan kenaikan Reynolds number. Sebaliknya, nilai heat transfer *area* ( $A_{con}$ ) membentuk trendline turun. Re

41.575,28 memiliki nilai  $U_{con}$  yang paling rendah yaitu 2.894,49  $W/m^2K$  dan  $A_{des}$  yang paling tinggi yaitu 778,697  $m^2$ . Saat kecepatan feedwater ( $v_{fw}$ ) ditingkatkan, nilai  $Re$  mengalami peningkatan menjadi 83.150,55; 124.725,83; dan 166.301,11; nilai  $U_{con}$  juga meningkat menjadi 4.155,67  $W/m^2K$ ; 4.895,9  $W/m^2K$ ; 5.421,1  $W/m^2K$ . Pada variasi yang sama, nilai  $A_{con}$  menurun menjadi 599,24  $m^2$ ; 474,68  $m^2$ ; 428,701  $m^2$ . Secara persamaan garis, nilai  $(U_{con}/(A_{con}))$  dari variasi kecepatan 0,5 – 2 m/s secara berturut-turut adalah 3,83; 7,43; 10,31; 12,65. Artinya, pada *overall heat transfer coefficient* yang sama, kecepatan 0,5 m/s memiliki nilai luas *area* perpindahan panas yang besar dibanding variasi lain. Sebaliknya, pada nilai  $A$  yang sama, nilai  $U$  tertinggi berada pada kecepatan feedwater 2 m/s.

Semakin tinggi Reynolds number menandakan bahwa aliran feedwater ( $v_{fw}$ ) semakin cepat. nilai  $v_{fw}$  semakin cepat maka nusselt number semakin tinggi, sehingga koefisien konveksi juga akan meningkat. Dengan  $h_o$  yang sama (karena baffle spacing dan diameter *shell* sama) maka nilai  $U$  akan meningkat. Dengan heat load ( $Q$ ) dan  $\Delta T_{lm}$  yang sama pada tiap variasi kecepatan, maka nilai  $A$  akan semakin turun. Berdasarkan hasil yang ditunjukkan gambar 4.15 dan 4.16 dapat disimpulkan bahwa hasil yang diperoleh telah sesuai dengan teori bahwa nilai *overall heat transfer coefficient* akan meningkat namun nilai heat transfer *area* akan turun seiring dengan peningkatan kecepatan aliran fluida sisi *tube*.

## 4.6 Analisa Grafik Redesign HPH #3 Variasi Baffle Spacing

### 4.6.1 Grafik Pengaruh Baffle Spacing Terhadap Pressure Drop dan Koefisien Konveksi Sisi *Shell*

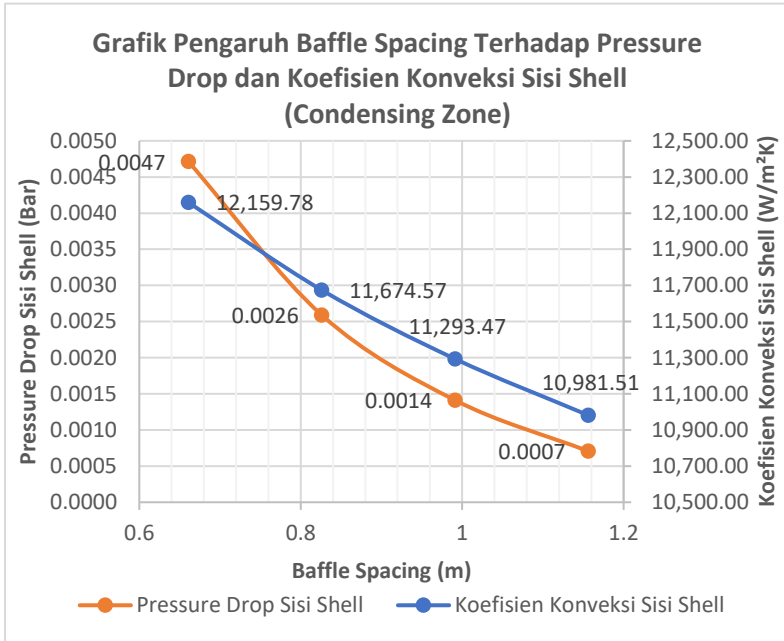


Gambar 4.17 Grafik Pengaruh Baffle Spacing Terhadap Koefisien Konveksi dan Pressure Drop Sisi *Shell* Desuperheating Zone

Pada Gambar 4.17 dapat dilihat bahwa nilai koefisien konveksi ( $h_o$ ) dan pressure drop ( $\Delta P_{des}$ ) sisi *shell* zona desuperheating membentuk trendline turun seiring dengan meningkatnya baffle spacing (pada  $v_{fw}$  1 m/s). Baffle spacing 0,3 m memiliki nilai  $h_o$  dan  $\Delta P_{des}$  yang paling tinggi yaitu 406,67 W/m<sup>2</sup>K dan 0,07 bar. Saat baffle spacing divariasikan

menjadi 0,35m ; 0,4m ; 0,45m, maka nilai  $h_o$  akan menurun secara berturut-turut menjadi 373,61 W/m<sup>2</sup>K; 347,15 W/m<sup>2</sup>K; 325,38 W/m<sup>2</sup>K.  $\Delta P_{des}$  pada variasi yang sama juga menurun menjadi 0,052 bar; 0,041 bar dan 0,032 bar. Secara persamaan garis, nilai  $(h_{o_{des}}/(\Delta P_{des} \times 1000))$  dari baffle spacing 0,3 – 0,45 m secara berturut-turut adalah 5,78; 7,13; 8,55; 10,04. Artinya, pada *pressure drop sisi shell* yang sama, *baffle spacing* 0,3 m memiliki nilai koefisien konveksi yang paling rendah. Sebaliknya, pada nilai  $h_o$  yang sama, nilai  $\Delta P_{des}$  terendah berada pada *baffle spacing* 0,45m.

Semakin lebar baffle spacing maka crossflow area ( $A_s$ ) yang dilewati oleh steam semakin besar. Hal ini berdampak pada turunya *shell side mass velocity* (Gs) sehingga Reynolds number steam menjadi turun. Nilai  $h_o$  juga ikut turun. Pada perhitungan *pressure drop*, penurunan Gs menyebabkan *pressure drop* di sisi interior baffle ( $\Delta P_{bi}$ ) turun secara kuadratik dan peningkatan  $A_s$  menyebabkan turunya *pressure drop* di sisi window baffle ( $\Delta P_{wi}$ ). Secara keseluruhan *pressure drop sisi shell* akan menurun. Berdasarkan hasil yang ditunjukkan gambar 4.17 dapat disimpulkan bahwa hasil yang diperoleh telah sesuai dengan teori bahwa nilai koefisien konveksi dan *pressure drop sisi shell* akan menurun seiring dengan peningkatan baffle spacing.



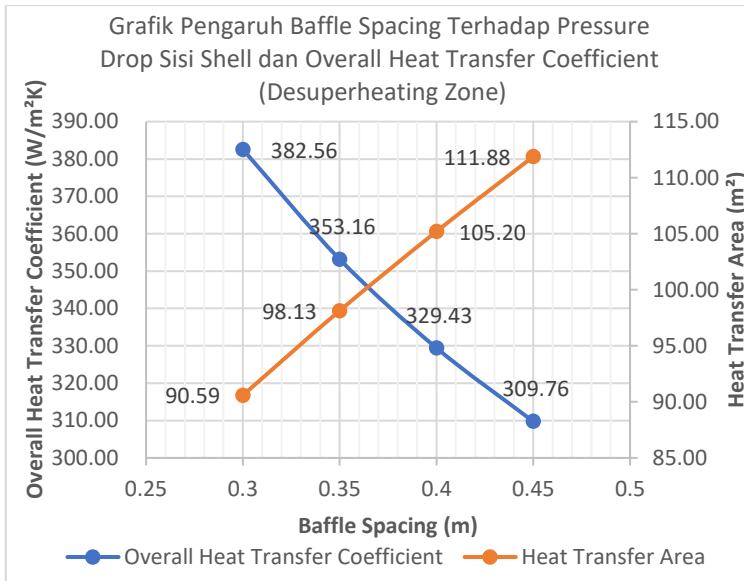
Gambar 4.18 Grafik Pengaruh Baffle Spacing Terhadap Koefisien Konveksi dan Pressure Drop Sisi *Shell* Condensing Zone

Pada Gambar 4.18 dapat dilihat bahwa nilai koefisien konveksi ( $h_o$ ) dan pressure drop ( $\Delta P_{con}$ ) sisi *shell* zona condensing membentuk trendline turun seiring dengan meningkatnya baffle spacing (pada  $v_{fw}$  1 m/s). Baffle spacing 0,66 m memiliki nilai  $h_o$  dan  $\Delta P_{con}$  yang paling tinggi yaitu 12.159,78 W/m<sup>2</sup>K dan 0,005 bar. Saat baffle spacing divariasikan menjadi 0,83 m ; 0,99 m ; 1,16 m, maka nilai  $h_o$  akan menurun secara berturut-turut menjadi 11.674,57 W/m<sup>2</sup>K; 11.293,47 W/m<sup>2</sup>K; 10.981,51 W/m<sup>2</sup>K.  $\Delta P_{con}$  pada variasi yang sama juga menurun menjadi 0,003 bar; 0,0014 bar dan 0,0007

bar. Secara persamaan garis, nilai  $(ho_{con}/(\Delta P_{con} \times 1000))$  dari baffle spacing 0,66 – 1,16 m secara berturut-turut adalah 8,94; 16,03; 29,08; 57,50. Artinya, pada *pressure drop sisi shell* yang sama, *baffle spacing* 0,66 m memiliki nilai koefisien konveksi yang paling rendah. Sebaliknya, pada nilai  $ho$  yang sama, nilai  $\Delta P_{con}$  terendah berada pada *baffle spacing* 1,16 m.

Pada perhitungan  $ho$  dengan pendekatan *vertical tube*, semakin tinggi nilai  $L$  (dalam hal ini *baffle spacing*) nilai  $ho$  justru akan semakin turun. Pada perhitungan *pressure drop*, semakin lebar *baffle spacing* maka *crossflow area* ( $A_s$ ) yang dilewati oleh steam semakin besar. Hal ini berdampak pada turunnya *shell side mass velocity* ( $G_s$ ). Penurunan  $G_s$  menyebabkan *pressure drop* di sisi interior baffle ( $\Delta P_{bi}$ ) turun secara kuadratik dan peningkatan  $A_s$  menyebabkan turunnya *pressure drop* di sisi window baffle ( $\Delta P_{wi}$ ). Selain itu, faktor jumlah baffle pada zona *condensing* juga berpengaruh dimana semakin lebar *baffle spacing*, jumlah baffle yang digunakan semakin sedikit sehingga aliran *cross* yang dilewati fluida semakin sedikit. Secara keseluruhan *pressure drop sisi shell* akan menurun. Berdasarkan hasil yang ditunjukkan gambar 4.18 dapat disimpulkan bahwa hasil yang diperoleh telah sesuai dengan teori bahwa nilai koefisien konveksi dan *pressure drop sisi shell* akan menurun seiring dengan peningkatan *baffle spacing*.

#### 4.6.2 Grafik Pengaruh Baffle Spacing Terhadap Koefisien Perpindahan Panas Total dan Luasan Perpindahan Panas



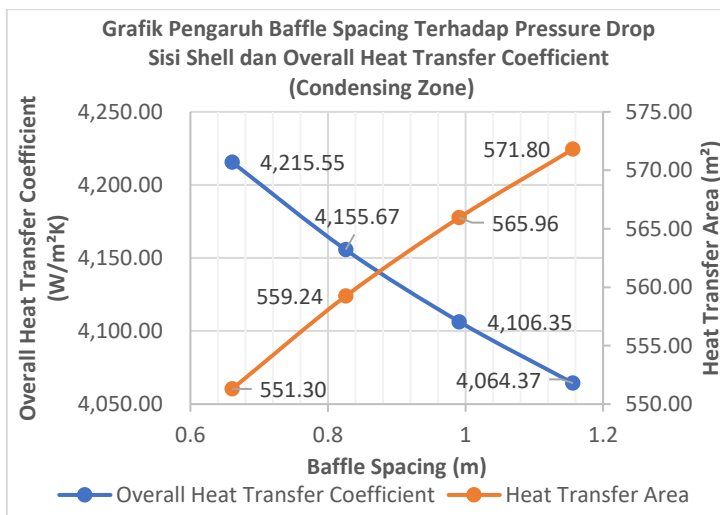
Gambar 4.19 Grafik Pengaruh Baffle Spacing Terhadap *Overall heat transfer coefficient* dan Heat Transfer Area

Pada Gambar 4.19 dapat dilihat bahwa nilai *overall heat transfer coefficient* ( $U_{des}$ ) membentuk trendline turun seiring dengan meningkatnya baffle spacing. Sebaliknya, nilai heat transfer area ( $A_{des}$ ) membentuk trendline naik. Baffle Spacing 0,3 m memiliki nilai  $U_{des}$  yang paling tinggi yaitu 382,56 W/m<sup>2</sup> K dan  $A_{des}$  yang paling rendah yaitu 90,59 m<sup>2</sup>. Saat baffle spacing divariasikan menjadi 0,35m ; 0,4m ; 0,45m, nilai  $U_{des}$  justru menurun menjadi 353,16 W/m<sup>2</sup>K; 329,43 W/m<sup>2</sup>K; 309,76 W/m<sup>2</sup>K. Pada variasi yang sama, nilai  $A_{des}$  naik menjadi 98,13 m<sup>2</sup> ; 105,2 m<sup>2</sup> ; 111,88 m<sup>2</sup>. Secara persamaan garis, nilai ( $U_{des}/A_{des}$ ) dari *baffle spacing* 0,3 – 0,45 m secara



berturut-turut adalah 4,22; 3,60; 3,13; 2,77. Artinya, pada *overall heat transfer coefficient* yang sama, *baffle spacing* 0,3m memiliki nilai luas *area* perpindahan panas yang paling kecil. Sebaliknya, pada nilai A yang sama, nilai U terendah berada pada *baffle spacing* 0,45m.

Berdasarkan gambar 4.17 semakin jauh *baffle spacing* maka nilai  $h_o$  semakin turun. Karena variasi dilakukan pada  $v_{fw}$  yang sama sehingga nilai  $h_i$  masing-masing variasi *baffle spacing* bernilai konstan, maka nilai  $U_{des}$  akan turun. Dengan *heat load* (Q) dan  $\Delta T_{lm}$  yang sama pada tiap variasi *baffle spacing*, maka nilai A akan semakin turun seiring dengan turunnya nilai  $U_{des}$ . Berdasarkan hasil yang ditunjukkan gambar 4.19 dapat disimpulkan bahwa hasil yang diperoleh telah sesuai dengan teori bahwa nilai *overall heat transfer coefficient* akan menurun namun nilai *heat transfer area* akan meningkat seiring dengan peningkatan *baffle spacing*.



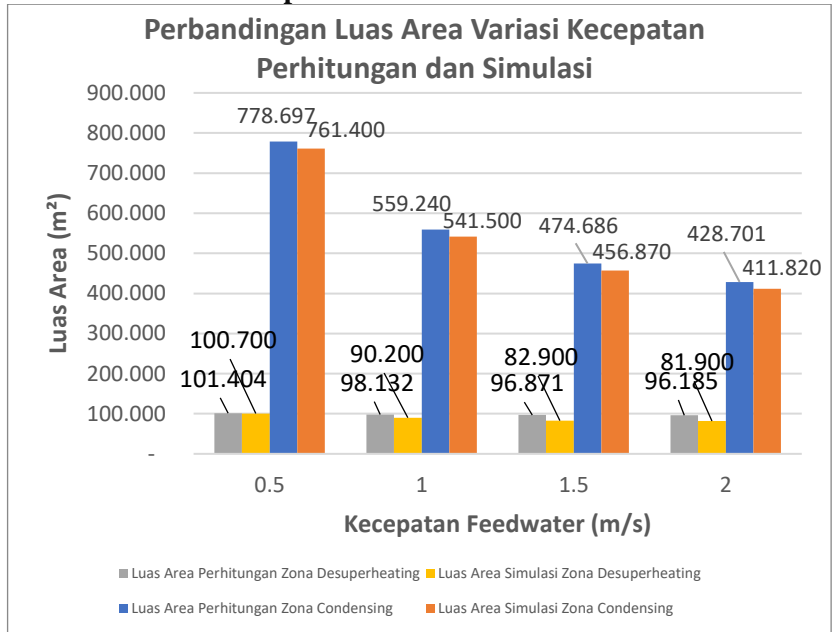
Gambar 4.20 Grafik Pengaruh Baffle Spacing Terhadap *Overall heat transfer coefficient* dan *Heat Transfer Area*

Pada Gambar 4.20 dapat dilihat bahwa nilai *overall heat transfer coefficient* ( $U_{con}$ ) membentuk trendline turun seiring dengan meningkatnya baffle spacing. Sebaliknya, nilai heat transfer *area* ( $A_{con}$ ) membentuk trendline naik. Baffle Spacing 0,66 m memiliki nilai  $U_{con}$  yang paling tinggi yaitu 4.215,55 W/m<sup>2</sup> K dan  $A_{con}$  yang paling rendah yaitu 551,3 m<sup>2</sup>. Saat baffle spacing divariasikan menjadi 0,83 m ; 0,99 m ; 1,16 m, nilai  $U_{con}$  justru menurun menjadi 4.155,67 W/m<sup>2</sup>K; 4.106,35 W/m<sup>2</sup>K; 4.064,37 W/m<sup>2</sup>K. Pada variasi yang sama, nilai  $A_{con}$  naik menjadi 559,24 m<sup>2</sup>; 565,96 m<sup>2</sup>; 571,8 m<sup>2</sup>. Secara persamaan garis, nilai ( $U_{des}/A_{des}$ ) dari *baffle spacing* 0,66 – 1,16 m secara berturut-turut adalah 7,65; 7,43; 7,26; 7,11. Artinya, pada *overall heat transfer coefficient* yang sama, *baffle spacing* 0,66 m memiliki nilai luas *area* perpindahan panas yang paling kecil. Sebaliknya, pada nilai  $A$  yang sama, nilai  $U$  terendah berada pada *baffle spacing* 1,16 m.

Berdasarkan gambar 4.18 Semakin jauh baffle spacing maka nilai  $h_o$  semakin turun. Karena variasi dilakukan pada  $v_{fw}$  yang sama sehingga nilai  $h_i$  masing-masing variasi baffle spacing bernilai konstan, maka nilai  $U_{con}$  akan turun. Dengan heat load ( $Q$ ) dan  $\Delta T_{lm}$  yang sama pada tiap variasi baffle spacing, maka nilai  $A$  akan semakin turun seiring dengan turunnya nilai  $U_{con}$ . Berdasarkan hasil yang ditunjukkan gambar 4.20 dapat disimpulkan bahwa hasil yang diperoleh telah sesuai dengan teori bahwa nilai *overall heat transfer coefficient* akan menurun namun nilai heat transfer *area* akan meningkat seiring dengan peningkatan baffle spacing.

## 4.7 Perbandingan Grafik Hasil Perhitungan dan Simulasi

### 4.7.1 Perbandingan Grafik Hasil Perhitungan dan Simulasi Variasi Kecepatan

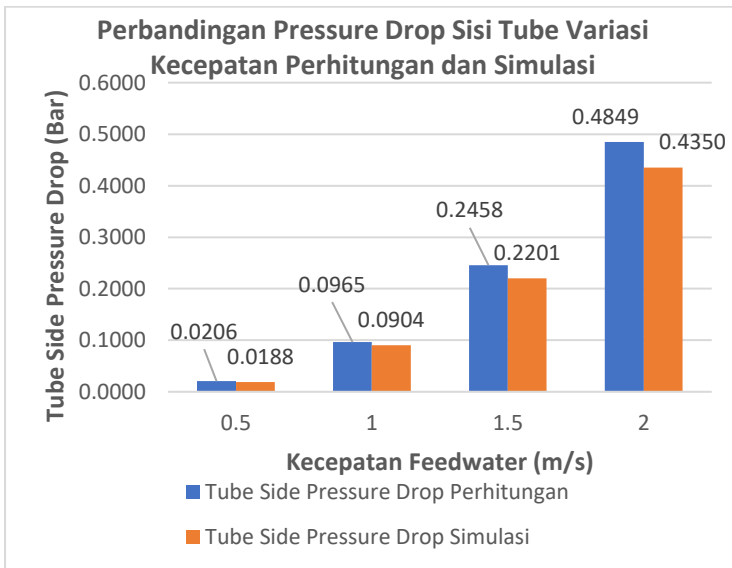


Gambar 4.21 Grafik Perbandingan Luas Area Perpindahan Panas Variasi Kecepatan antara Perhitungan dan Simulasi

Pada zona desuperheating, nilai luas *area* perpindahan panas ( $A_{des}$ ) hasil perhitungan selalu lebih tinggi dibanding hasil simulasi. Namun, keduanya memiliki trendline yang sama, semakin cepat aliran feedwater maka luas *area* perpindahan panas semakin kecil. Baik simulasi maupun perhitungan memiliki heat load ( $Q_{des}$ ) yang sama, namun nilai  $\Delta T_{lm,des}$  pada simulasi lebih kecil karena adanya penyesuaian input *software*. Dari hasil simulasi, nilai  $U_{des}$  memiliki nilai yang lebih tinggi dibandingkan hasil perhitungan. Hal ini menyebabkan nilai  $A_{des}$

turun. Nilai *area ratio* dari variasi kecepatan 0,5m/s ; 1m/s ; 1,5m/s ; 2m/s zona desuperheating adalah: 1,007 ; 1,088 ; 1,169 ; 1,174.

Hal yang sama juga terjadi pada zona condensing, bedanya nilai  $\Delta T_{lm,con}$  simulasi relative sama dengan hasil perhitungan. Dengan nilai  $U$  yang tidak berbeda jauh antara simulasi dan perhitungan maka penurunan  $A_{con}$  hasil simulasi relative lebih stabil dibanding zona desuperheating. Nilai *area ratio* dari variasi kecepatan 0,5m/s ; 1m/s ; 1,5m/s ; 2m/s zona condensing adalah: 1,023 ; 1,033 ; 1,039 ; 1,041.

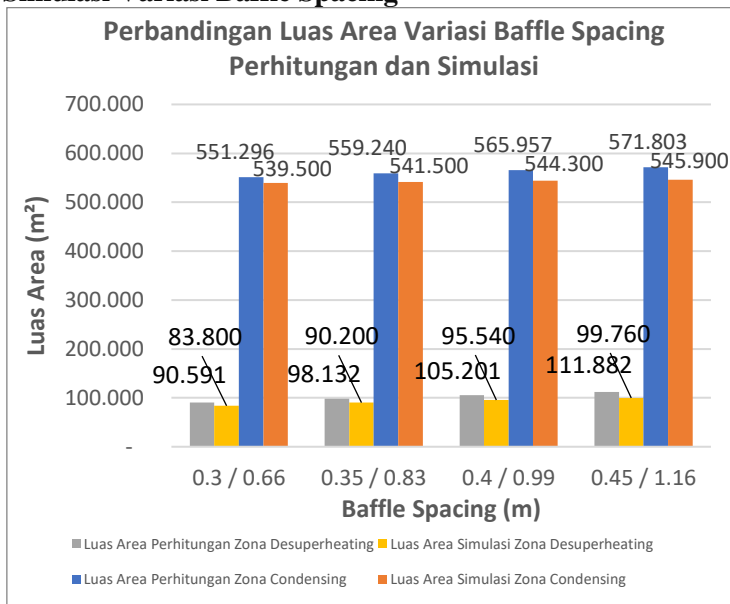


Gambar 4.22 Grafik Perbandingan Pressure Drop Sisi *Tube* Variasi Kecepatan antara Perhitungan dan Simulasi

Pada gambar 4.22 Nilai pressure drop sisi *tube* ( $\Delta P_{tube}$ ) hasil perhitungan selalu lebih tinggi dibanding hasil simulasi. Hal ini berkorelasi dengan gambar 4.21 dimana nilai luas *area*

hasil simulasi juga lebih kecil dibanding hasil perhitungan. Pada jumlah dan diameter dalam *tube* yang sama, maka panjang *tube* hasil simulasi akan menjadi lebih pendek. Hal ini yang menyebabkan pressure drop simulasi juga lebih rendah. Namun, kedua hasil sama-sama menunjukkan trendline pressure drop naik sering dengan meningkatnya kecepatan feedwater.

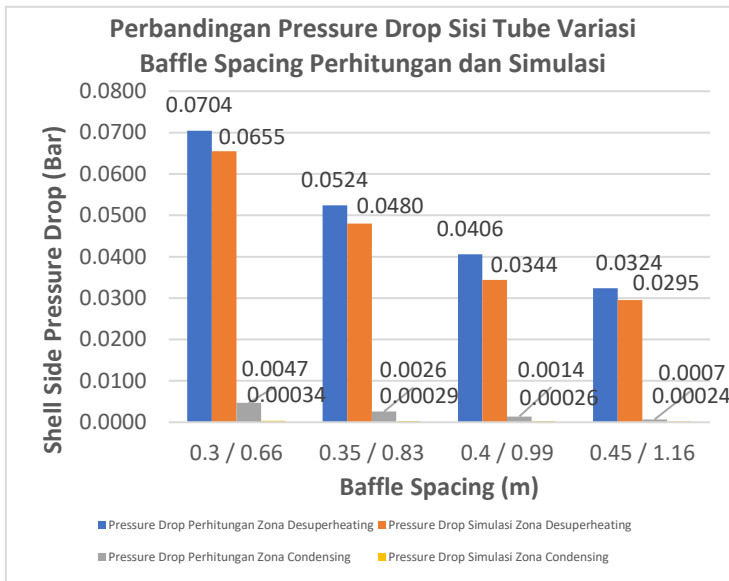
#### 4.7.2 Perbandingan Grafik Hasil Perhitungan dan Simulasi Variasi Baffle Spacing



Gambar 4.23 Grafik Perbandingan Luas Area Variasi Baffle Spacing Antara Perhitungan dan Simulasi

Pada gambar 4.23 Dapat dilihat bahwa nilai luas area perpindahan panas baik zona desuperheating maupun condensing hasil perhitungan selalu lebih tinggi dibanding hasil

simulasi. Namun, keduanya memiliki trendline yang sama, semakin jauh baffle spacing maka luas *area* semakin meningkat. Dibandingkan dengan variasi kecepatan, kenaikan  $A$  akibat baffle spacing relative lebih kecil. Hal ini disebabkan karena nilai  $hi$  tetap, sementara nilai  $ho$  meningkat. Peningkatan  $ho$  akibat baffle spacing tidak terlalu signifikan dibandingkan peningkatan  $hi$  akibat kecepatan feedwater.



Gambar 4.24 Grafik Perbandingan Pressure Drop Variasi Baffle Spacing Antara Perhitungan dan Simulasi

Pada gambar 4.24 Nilai pressure drop sisi *shell* ( $\Delta P_{shell}$ ) hasil perhitungan selalu lebih tinggi dibanding hasil simulasi. Hal ini berkorelasi dengan gambar 4.23 dimana nilai luas *area* hasil simulasi juga lebih kecil dibanding hasil perhitungan. Pada jumlah dan diameter dalam *tube* yang sama, maka panjang *tube* hasil simulasi akan menjadi lebih pendek.

Hal ini yang menyebabkan pressure drop simulasi juga lebih rendah meskipun input seperti jumlah baffle dibuat sama (pada masing-masing variasi baffle spacing). Namun, kedua hasil sama-sama menunjukkan trendline pressure drop turun sering dengan meningkatnya baffle spacing.

#### 4.8 Design *Heat exchanger* Optimal

Berdasarkan hasil analisa grafik pada sub bab 4.5. Variasi kecepatan yang paling optimal adalah saat  $v_{fw} = 1$  m/s karena nilai peningkatan overall heat transfer dari  $v_{fw} = 0,5$  m/s ke 1 m/s adalah peningkatan yang paling signifikan. Ketika  $v_{fw}$  dinaikkan lagi menjadi 1,5 m/s atau 2 m/s peningkatan overall heat transfer tidak terlalu signifikan. Selain itu, secara heat transfer *area* penurunan paling signifikan juga terjadi pada  $v_{fw} = 0,5$  m/s ke 1 m/s. Pada persamaan garis, meskipun nilai  $(h_i/(\Delta P_{tube} \times 10000))$  paling tinggi berada pada  $v_{fw} = 0,5$  m/s, namun kecepatan ini terlalu kecil sehingga kemungkinan terjadinya fouling menjadi lebih besar. Oleh karena itu, kecepatan 1 m/s dipilih.

Berdasarkan hasil analisa grafik pada sub bab 4.6. Variasi baffle spacing paling optimal adalah 0,35 m (desuperheating) dan 0,83 (condensing) atau variasi 2. karena penurunan pressure drop paling signifikan terjadi saat baffle spacing dinaikkan dari variasi 1 ke variasi 2 sementara nilai koefisien konveksi sisi *shell* masih cenderung tinggi dibanding variasi 3 dan 4. Meskipun variasi 1 memiliki nilai  $h_o$  paling tinggi dengan pressure drop yang masih diperbolehkan, namun nilai baffle spacing condensing zone (0,66 m) adalah 0,4 dari  $ID_{shell}$  yang merupakan batas bawah dari baffle spacing dari standar TEMA. Berikut adalah desain optimal HPH #3. Pada persamaan garis, meskipun nilai  $(h_o/(\Delta P_{shell} \times 1000))$  paling tinggi berada pada variasi baffle spacing 0,45m/1,16m, namun jarak baffle yang terlalu jauh dikhawatirkan mengakibatkan vibrasi sehingga dipilih variasi BS 0,35m/0,83m.

Tabel 4.12 Desain Optimal HPH #3

| <b>Geometri</b>                             | <b>Nilai</b>              | <b>Satuan</b>     |
|---|---------------------------|-------------------|
| $OD_{tube}$                                 | 15,876                    | mm                |
| $ID_{tube}$                                 | 13,7                      | mm                |
| <i>Pitch Tube Ratio</i>                     | 1,25                      | -                 |
| <i>Tube Layout</i>                          | 60                        | °                 |
| <i>Jumlah Tube</i>                          | 2808                      | <i>Tubes</i>      |
| <i>Bahan Tube</i>                           | Carbon Steel<br>(SA556C2) | -                 |
| $ID_{shell}$                                | 1,65                      | Meter             |
| <i>Baffle Type</i>                          | Single Segmental          | -                 |
| <i>Baffle Spacing (Desuperheating Zone)</i> | 0,35                      | Meter             |
| <i>Baffle Spacing (Condensing Zone)</i>     | 0,83                      | Meter             |
| <i>Baffle Cut</i>                           | 25                        | % of $ID_{shell}$ |
| <i>Jumlah Baffle (Desuperheating Zone)</i>  | 2                         | -                 |
| <i>Jumlah Baffle (Condensing Zone)</i>      | 4                         | -                 |
| <i>Panjang Tube (Desuperheating Zone)</i>   | 1,05                      | Meter             |
| <i>Panjang Tube (Condensing Zone)</i>       | 4                         | Meter             |
| <i>Kecepatan feedwater</i>                  | 1                         | m/s               |
| <i>Pressure Drop sisi Tube</i>              | 0,0965                    | Bar               |
| <i>Pressure Drop sisi Shell</i>             | 0,055                     | Bar               |



### 4.9 Analisa Thermal Shock HPH #3

Steam extraction dari IP Turbine mengalir ke sisi shell HPH #3 pada temperature 460°C. Sementara feedwater pada sisi tube keluar dari HPH #3 pada temperature 197,8°C. Terdapat perbedaan temperature sebesar 262,2°C yang terjadi antara dua surface tube, hal ini dikhawatirkan akan menyebabkan thermal shock pada sisi tube sehingga perlu adanya analisa lebih lanjut mengenai hal ini. Thermal shock atau thermal stress yang terjadi pada sisi tube tidak boleh berada diatas yield strength ( $\sigma_{yield}$ ) dari material. Material Carbon Steel (SA556C2) memiliki  $\sigma_{yield} = 280$  MPa. Nilai thermal stress akibat adanya perbedaan temperature dapat dihitung sebagai berikut:

$$Bi = \frac{hi R}{K} = \frac{(5088,42 \text{ W/m}^2\text{K})(0,00685\text{m})}{54 \text{ W/mK}}$$

$$Bi = 0,645$$

Setelah biot number pada sisi tube dihitung, nilai fungsi biot number untuk thermal stress dapat dihitung sebagai berikut:

$$f(Bi) = 1,5 + \frac{3,25}{Bi} - e^{(-16/Bi)}$$

$$f(Bi) = 1,5 + \frac{3,25}{0,645} - e^{(-16/0,645)}$$

$$f(Bi) = 6,54$$

Berdasarkan data dari standard ASME, diperoleh properties material pada  $T_s = 329,3^\circ\text{C}$  sebagai berikut:

Tabel 4.13 Properties Material Carbon Steel

| Geometri                       | Nilai                 | Satuan |
|--------------------------------|-----------------------|--------|
| Modulus Elastisitas (E)        | $1,91 \times 10^5$    | MPa    |
| Poisson Ratio ( $\mu$ )        | 0,3                   | -      |
| Thermal Expansion ( $\alpha$ ) | $1,51 \times 10^{-5}$ | m/m°C  |

Thermal stress yang terjadi pada tube dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut:

$$\sigma_t = \frac{E \alpha \Delta T}{f(Bi)(1-\mu)}$$

$$\sigma_t = \frac{(1,91 \times 10^5 \text{ MPa})(1,51 \times 10^{-5} \text{ m/m}^\circ\text{C})(262,2^\circ\text{C})}{(6,54)(1-0,3)}$$

$$\sigma_t = 165,81 \text{ MPa}$$

Karena  $\sigma_t < \sigma_{yield}$  ( $165,81 \text{ MPa} < 280 \text{ MPa}$ ), maka jenis material dan diameter yang dipilih masih dalam kategori aman dan dapat diaplikasikan pada PLTU.

#### 4.10 Analisa Biaya Investasi HPH #3

Dalam analisa biaya, akan dihitung secara sederhana apakah penghilangan steam cooler dan drain cooler dari system merupakan langkah yang menguntungkan atau tidak secara ekonomi. Pada kondisi aktual (existing), steam cooler dan drain cooler sering mengalami kebocoran sehingga saluran *feedwater* di *bypass* tanpa melalui dua *heat exchanger* ini. Hal ini menyebabkan *temperature feedwater* yang memasuki *boiler* menjadi lebih kecil dibanding kondisi *design*. Oleh karena itu, untuk menjaga agar *temperature* keluar *boiler* tetap sesuai

kondisi *design* maka *heat load boiler* juga harus ditingkatkan, hal ini berdampak pada meningkatnya konsumsi batu bara. Konsumsi batu bara pada kondisi *design* dan *existing* dapat dilihat pada Tabel 4.14.

Tabel 4.14 Konsumsi Batu Bara Pada Design dan Actual

| <b>Heat Balance Boiler Design and Actual</b> |                              |               |               |             |
|--|------------------------------|---------------|---------------|-------------|
| <b>Properties</b>                            |                              | <b>Design</b> | <b>Actual</b> | <b>Unit</b> |
| m,fw   | Mass flow rate of feedwater  | 183.33        | 183.33        | kg/s        |
| P,fw   | Pressure of feedwater        | 127.49        | 127.49        | bar         |
| T,fwi  | Feedwater Inlet Temperature  | 251.3         | 245.57        | °C          |
| T,fwo  | Feedwater Outlet Temperature | 535           | 535           | °C          |
| h,fwi  | Feedwater inlet Enthalpy     | 1092.5        | 1065          | kJ/kg       |
| h,fwo  | Feedwater Outlet Enthalpy    | 3433          | 3433          | kJ/kg       |
| Qb   | Boiler Heat Load             | 429,091.67    | 434,133.33    | kJ/s        |
| LHV  | Low Heating Value            | 4200          | 4200          | kCal/kg     |
| LHV  | Low Heating Value            | 17572.8       | 17572.8       | kJ/kg       |
| m,c  | mass flow rate of coal       | 24.42         | 24.70         | kg/s        |
| m,c  | mass flow rate of coal       | 87.90         | 88.94         | Ton/hr      |

Dari tabel 4.14 dapat dilihat bahwa terjadi peningkatan konsumsi batu bara pada kondisi aktual sebesar 1,03 Ton/jam akibat turunnya temperature feedwater yang masuk ke boiler.

Untuk perhitungan analisa kerugian pada waktu tertentu, diasumsikan PLTU menggunakan batu bara dengan LHV 4200 kCal/kg. Biaya pengadaan satu HPH PLTU adalah Rp. 12.000.000.000,00 (USD 872.586,21). Dengan demikian, analisa biaya dan *break event point* pada penggantian HPH #3 dapat dilihat pada tabel 4.15

Tabel 4.15 Analisa Biaya Pengadaan HPH #3

| Harga                     | Harga (Design)  | Harga (Existing) | Selisih      | Satuan     |
|---------------------------|-----------------|------------------|--------------|------------|
| Coal/kg cost              | 45.04           | 45.04            | \$ -         | US\$/Ton   |
| Coal/hour cost            | \$3,959.22      | \$4,005.74       | \$ 46.52     | US\$/Hour  |
| Coal/day cost             | \$95,021.36     | \$96,137.82      | \$ 1,116.47  | US\$/Day   |
| Coal/month cost           | \$2,850,640.78  | \$2,884,134.74   | \$ 33,493.96 | US\$/Month |
| Coal/year cost            | \$34,207,689.31 | \$34,609,616.87  | \$401,927.56 | US\$/Year  |
| Cost of HPH #3            |                 |                  | 827,586.21   | US\$       |
| Break Event Point (month) |                 |                  | 24.71        | Month      |
| Break Event Point (year)  |                 |                  | 2.06         | Year       |

Karena *break event point* (balik modal) hanya membutuhkan waktu 2 tahun, maka pengadaan HPH #3 dengan menghilangkan *steam cooler* dan *drain cooler* dianggap pilihan yang menguntungkan dan layak untuk dilakukan oleh PLTU yang bersangkutan.

## BAB V

### KESIMPULAN

#### 5.1 Kesimpulan

Berdasarkan data dan analisa yang telah dilakukan, diperoleh beberapa poin penting yang dapat disimpulkan sebagai berikut:

1. Dengan dihilangkannya steam cooler dan drain cooler. Heat load HPH #3 mengalami peningkatan sebesar 4141,26 kW atau 35,9% dari heat load existing. Akibatnya, nilai TTD HPH #3 mengalami penurunan dari 0°C menjadi -5°C.
2. Semakin tinggi kecepatan fluida sisi *tube*, maka semakin tinggi nilai koefisien konveksi dan pressure drop sisi *tube*. Dari variasi kecepatan feedwater 0,5 m/s – 2 m/s, nilai koefisien konveksi dan pressure drop dengan nilai paling rendah berada pada kecepatan 0,5 m/s, yaitu sebesar 5.088,42 W/m<sup>2</sup>K dan 0,0206 bar. Nilai koefisien konveksi dan pressure drop sisi *tube* tertinggi berada pada kecepatan 2 m/s, yaitu sebesar 15.022,53 W/m<sup>2</sup>K dan 0,485 bar.
3. Semakin tinggi kecepatan fluida sisi *tube*, maka semakin tinggi nilai heat transfer coefficient sehingga nilai luas *area* perpindahan panas yang dibutuhkan semakin sedikit. Pada kecepatan 0,5 m/s nilai U untuk zona desuperheating dan condensing berada pada titik terendah, yaitu: 341,76 W/m<sup>2</sup>K dan 2.984,49 W/m<sup>2</sup>K. Pada

kecepatan 2 m/s nilai U berada pada titik tertinggi, yaitu 360,31 W/m<sup>2</sup>K dan 5.421,07 W/m<sup>2</sup>K. Sebaliknya, pada kecepatan 0,5 m/s nilai A untuk zona desuperheating dan condensing berada pada titik tertinggi, yaitu: 101,4 m<sup>2</sup> dan 778,7 m<sup>2</sup>. Pada kecepatan 2 m/s, nilai A berada pada titik terendah, yaitu: 96,185 m<sup>2</sup> dan 428,701 m<sup>2</sup>

4. Semakin lebar baffle spacing, maka koefisien konveksi dan pressure drop sisi *shell* zona desuperheating dan condensing semakin turun. Pada baffle spacing (desuperheating/condensing) 0,3m/0,66m nilai koefisien konveksi dan pressure drop berada pada titik tertinggi, yaitu: 406,67 W/m<sup>2</sup>K dan 0,07 bar (untuk zona desuperheating) ; 12.159,78 W/m<sup>2</sup>K dan 0,0047 bar (untuk zona condensing). Pada baffle spacing 0,45m/1,16m nilai koefisien konveksi dan pressure drop berada pada titik terendah, yaitu: 325,38 W/m<sup>2</sup>K dan 0,032 bar (untuk zona desuperheating) ; 10.981,51 W/m<sup>2</sup>K dan 0,0007 bar (untuk zona condensing).
5. Semakin lebar baffle spacing, nilai *overall heat transfer coefficient* semakin turun sehingga luas *area* perpindahan panas yang dibutuhkan semakin besar. Pada baffle spacing (desuperheating/condensing) 0,3m/0,66m nilai U berada pada titik tertinggi dan luas perpindahan panas berada pada titik terendah, yaitu: 382,56 W/m<sup>2</sup>K dan 90,59 m<sup>2</sup> (untuk zona desuperheating) ; 4.215,55 W/m<sup>2</sup>K dan 551,3 m<sup>2</sup> (untuk zona condensing). Pada baffle spacing 0,45m/1,16m nilai U berada pada titik terendah dan luas

perpindahan panas berada pada titik tertinggi, yaitu:  $309,76 \text{ W/m}^2\text{K}$  dan  $111,88 \text{ m}^2$  (untuk zona desuperheating) ;  $4.064,37 \text{ W/m}^2\text{K}$  dan  $571,8 \text{ m}^2$  (untuk zona condensing).

6. Nilai luasan perpindahan panas dan pressure drop hasil simulasi selalu lebih rendah dibandingkan hasil perhitungan. Meski begitu, kedua hasil menunjukkan trendline yang sama pada tiap variasi.
7. Design optimal HPH #3 dipilih saat kecepatan feedwater  $1 \text{ m/s}$  dengan baffle spacing zona desuperheating  $0,35 \text{ m}$  dan zona condensing  $0,83 \text{ m}$ . Panjang tube effective total HPH #3 adalah  $5,05 \text{ meter}$  dengan jumlah tube 2808 tube.





## DAFTAR PUSTAKA

- 1) **Azimah, Nurul. 2009.** *Re-Design High Pressure Feedwater Heater (Hph 5) Pltu Up Paiton Pada Daerah Subcooling Menggunakan Analisa Thermodynamics - Heat Transfer Dan HTFS Software.* Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya, Indonesia.
- 2) **Soekardi, Chandrasa. 2015.** *Analisis Pengaruh Efektivitas Perpindahan Panas Dan Tahanan Termal Terhadap Rancangan Termal Alat Penukar Kalor Shell & Tube.* Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya, Indonesia.
- 3) **Habibullah, Naufan Azka. 2016.** *Thermal Re-Design High Pressure Feed Water Heater PLTU PT. PJB UBJ O&M Paiton Unit 9.* Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya, Indonesia.
- 4) **Incropera, F.P. & Dewitt, D.P., 2008.** *Fundamentals of Heat and Mass Transfer 6<sup>th</sup> Edition.* John Wiley & Sons Inc.
- 5) **Kakac, Sadik & Hongtan Lio, 2012.** *Heat exchangers Selection, Rating, and Thermal Design 3<sup>rd</sup> Edition.* New York: CRC Press Taylor and Francis Group.
- 6) **Moran, M. J. & Shapiro, H. N., 2006.** *Fundamentals of Engineering Thermodynamics 5<sup>th</sup> edition.* West Sussex: John Wiley & Sons, Inc.

- 7) **Mukherjee, Rajiv. 1998.** *Effectively Design Shell-and-Tube Heat exchangers. India: Engineers India Ltd.*
- 8) **Tubular Exchanger Manufacturers Association, Inc. 2007.** Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association 6<sup>th</sup> Edition. New York.

## LAMPIRAN

Tabel A.1. Tabel Properties Fluida Sisi *Tube* dan *Shell*  
HPH #3

| HPH #3 Properties |  |             |                   |
|-------------------|--|-------------|-------------------|
| Properties        |  | Value       | Unit              |
| Tb,fw             | Feedwater Bulk <i>Temperature</i>                          | 188.05      | °C                |
| $\rho$ ,fw        | Density of Water (at Tb,fw)                                | 886.13      | kg/m <sup>3</sup> |
| $\mu$ ,fw         | Dynamic Viscosity of Feedwater (at Tb,fw)                  | 0.000146    | Ns/m <sup>2</sup> |
| Cp,fw             | Specific Heat of Feedwater (at Tb,fw)                      | 4385        | J/kgK             |
| K,fw              | Thermal Conductivity of Feedwater (at Tb,fw)               | 0.68        | W/mK              |
| Pr,fw             | Prandtl Number of Feedwater (at Tb,fw)                     | 0.941485294 | -                 |
| Tb,Des            | <i>Shell</i> Side Desuperheating Bulk <i>Temperature</i>   | 326.8       | °C                |
| $\rho$ ,Des       | Density of Steam Iat (Tb,Des)                              | 4.96        | kg/m <sup>3</sup> |
| $\mu$ ,Des        | Dynamic Viscosity of Steam (at Tb,Des)                     | 0.000021    | Ns/m <sup>2</sup> |
| Cp,Des            | Specific Heat of Steam (at Tb,Des)                         | 2169.3      | J/kgK             |
| K,Des             | Thermal Conductivity of Steam (at Tb,Steam)                | 0.048       | W/mK              |
| Pr,Des            | Prandtl Number of Steam (at Tb,Des)                        | 0.94906875  | -                 |
| Tsat,con          | <i>Shell</i> Side Condensing Saturation <i>Temperature</i> | 192.8       | °C                |

|             |  |             |                   |
|-------------|--|-------------|-------------------|
| $T_{w,Con}$ | <i>Shell Side Condensing Surface/Wall Temperature</i>        | 189.5       | °C                |
| $C_{p,l}$   | Specific Heat capacity of sat. liquid                        | 4459        | J/kgK             |
| $h_{fg}$    | Delta Enthalpy of Condensing Zone                            | 1967.8      | kJ/kg             |
| $\rho,l$    | Density of Saturated Liquid (at $T_{sat,con}$ )              | 872.935     | kg/m <sup>3</sup> |
| $\rho,v$    | Density of Saturated Vapor (at $T_{sat,con}$ )               | 6.781       | kg/m <sup>3</sup> |
| $\mu,l$     | Dynamic Viscosity of Saturated Liquid (at $T_{sat,con}$ )    | 0.000139    | Ns/m <sup>2</sup> |
| $K,l$       | Thermal Conductivity of Saturated Liquid (at $T_{sat,con}$ ) | 0.667       | W/mK              |
| $\nu,l$     | Kynematic Viscosity of Saturated Liquid (at $T_{sat,con}$ )  | 1.59233E-07 | m <sup>2</sup> /s |
| $Pr,l$      | Prandtl Number of Saturated Liquid (at $T_{sat,con}$ )       | 5835707.894 | -                 |

Tabel A.2. Tabel Perhitungan Geometri dan Heat Transfer ( $v = 0,5 \text{ m/s}$ )

| HEAT EXCHANGER GEOMETRY                                  |  |           |           |           |           |
|--|--|-----------|-----------|-----------|-----------|
| Np   | Number of Pass                             | 2         | 2         | 2         | 2         |
| Nt   | Total Number of Tube                       | 5616.9    | 5616.9    | 5616.9    | 5616.9    |
| Nti  | Number of Tube (integer)                   | 5626      | 5626      | 5626      | 5626      |
| ID,shell   | Shell Inside Diameter                      | 1.65      | 1.65      | 1.65      | 1.65      |
| Mencari nilai U  |  |           |           |           |           |
| TUBE SIDE  |  |           |           |           |           |
| V,fw   | Velocity of Feedwater                      | 0.5       | 0.5       | 0.5       | 0.5       |
| Re,tube  | Tube Side Reynold Number                   | 41,575.28 | 41,575.28 | 41,575.28 | 41,575.28 |
| f  | Tube Side Friction Factor                  | 0.005468  | 0.005468  | 0.005468  | 0.005468  |
| Nu,tube  | Tube Side Nusselt Number                   | 102.52    | 102.52    | 102.52    | 102.52    |
| hi,tube  | Tube Side Convection Coefficient           | 5,088.42  | 5,088.42  | 5,088.42  | 5,088.42  |
| OVERALL HEAT TRANSFER COEFFICIENT OF DESUPERHEATING ZONE |  |           |           |           |           |
| BS   | Baffle Spacing                             | 0.30      | 0.35      | 0.40      | 0.45      |
| AS   | Shell Side Crossflow Area                  | 0.099     | 0.116     | 0.132     | 0.149     |
| FFA  | Free flow area                             | 0.00029   | 0.00029   | 0.00029   | 0.00029   |
| WP   | wet perimeter                              | 0.0249    | 0.0249    | 0.0249    | 0.0249    |
| De   | Diameter Equivalent                        | 0.0115    | 0.0115    | 0.0115    | 0.0115    |
| Gs   | Shell side mass velocity                   | 49.834    | 42.715    | 37.375    | 33.222    |
| Re,des   | Reynold Number Des Zone                    | 27,267.8  | 23,372.4  | 20,450.8  | 18,178.5  |
| Nu,des   | Des Zone Nusselt Number                    | 97.35     | 89.44     | 83.10     | 77.89     |
| ho,des   | Des Zone Convection Coefficient            | 406.67    | 373.61    | 347.15    | 325.38    |
| U,Des  | Overall Heat Transfer Coeff of Desuperheat | 369.22    | 341.76    | 319.49    | 300.95    |
| OVERALL HEAT TRANSFER COEFFICIENT OF CONDENSING ZONE     |  |           |           |           |           |
| BS   | Baffle Spacing                             | 0.66      | 0.83      | 0.99      | 1.16      |
| Ja   | Jacob Number                               | 0.0075    | 0.0075    | 0.0075    | 0.0075    |
| h'fg   | Corrected hfg                              | 1977.81   | 1977.81   | 1977.81   | 1977.81   |
| P  | Dimensionless Condensing Parameter         | 385.34    | 481.67    | 578.01    | 674.34    |
| Nu,Con   | Nusselt Number of Condensing Zone          | 0.250     | 0.240     | 0.232     | 0.226     |
| ho,Con   | Convection Coeff of Condensing Zone        | 12159.782 | 11674.567 | 11293.467 | 10981.506 |
| U,Con  | Overall Heat Transfer Coeff of Condensing  | 3,015.25  | 2,984.49  | 2,958.97  | 2,937.11  |
| Desuperheating Zone                                      |  |           |           |           |           |
| Q  | Heat Energy                                | 2971.73   | 2971.73   | 2971.73   | 2971.73   |
| U  | Overall Heat Transfer Coefficient          | 369.22    | 341.76    | 319.49    | 300.95    |
| $\Delta T_{lm}$  | Log Mean Temperature Difference            | 85.75     | 85.75     | 85.75     | 85.75     |
| A  | Heat exchange Area                         | 93.864    | 101.404   | 108.473   | 115.155   |
| L  | Tube Length                                | 0.50      | 0.54      | 0.58      | 0.62      |
| Condensing Zone  |  |           |           |           |           |
| Q  | Heat Energy                                | 12719.64  | 12719.64  | 12719.64  | 12719.64  |
| U  | Overall Heat Transfer Coefficient          | 3,015.25  | 2,984.49  | 2,958.97  | 2,937.11  |
| $\Delta T_{lm}$  | Log Mean Temperature Difference            | 5.47      | 5.47      | 5.47      | 5.47      |
| A  | Heat exchange Area                         | 770.754   | 778.697   | 785.415   | 791.261   |
| L  | Tube Length                                | 2.75      | 2.78      | 2.80      | 2.82      |
| Q,tot  | Total Heat Load                            | 15691.37  | 15691.37  | 15691.37  | 15691.37  |
| A,tot  | Heat Exchange Area Total                   | 864.62    | 880.10    | 893.89    | 906.42    |
| L,tot/pass   | Total Tube Length of HX per pass           | 3.25      | 3.32      | 3.38      | 3.44      |

Tabel A.3. Tabel Perhitungan Geometri dan Heat Transfer ( $v = 1 \text{ m/s}$ )

| <b>HEAT EXCHANGER GEOMETRY</b>                                  |  |           |           |           |           |
|---|--|-----------|-----------|-----------|-----------|
| <b>Np</b>   | Number of Pass                             | 2         | 2         | 2         | 2         |
| <b>Nt</b>   | Total Number of Tube                       | 2808.4    | 2808.4    | 2808.4    | 2808.4    |
| <b>Nti</b>  | Number of Tube (integer)                   | 2808      | 2808      | 2808      | 2808      |
| <b>ID,shell</b>   | Shell Inside Diameter                      | 1.65      | 1.65      | 1.65      | 1.65      |
| <b>Mencari nilai U</b>  |  |           |           |           |           |
| <b>TUBE SIDE</b>  |  |           |           |           |           |
| <b>V,fw</b>   | Velocity of Feedwater                      | 1.0       | 1.0       | 1.0       | 1.0       |
| Re,tube   | Tube Side Reynold Number                   | 83,150.55 | 83,150.55 | 83,150.55 | 83,150.55 |
| f   | Tube Side Friction Factor                  | 0.004679  | 0.004679  | 0.004679  | 0.004679  |
| Nu,tube   | Tube Side Nusselt Number                   | 175.14    | 175.14    | 175.14    | 175.14    |
| hi,tube   | Tube Side Convection Coefficient           | 8,692.83  | 8,692.83  | 8,692.83  | 8,692.83  |
| <b>OVERALL HEAT TRANSFER COEFFICIENT OF DESUPERHEATING ZONE</b> |  |           |           |           |           |
| <b>BS</b>   | Baffle Spacing                             | 0.30      | 0.35      | 0.40      | 0.45      |
| AS  | Shell Side Crossflow Area                  | 0.099     | 0.116     | 0.132     | 0.149     |
| FFA   | Free flow area                             | 0.00029   | 0.00029   | 0.00029   | 0.00029   |
| WP  | wet perimeter                              | 0.0249    | 0.0249    | 0.0249    | 0.0249    |
| De  | Diameter Equivalent                        | 0.0115    | 0.0115    | 0.0115    | 0.0115    |
| Gs  | Shell side mass velocity                   | 49.834    | 42.715    | 37.375    | 33.222    |
| Re,des  | Reynold Number Des Zone                    | 27,267.8  | 23,372.4  | 20,450.8  | 18,178.5  |
| Nu,des  | Des Zone Nusselt Number                    | 97.35     | 89.44     | 83.10     | 77.89     |
| ho,des  | Des Zone Convection Coefficient            | 406.67    | 373.61    | 347.15    | 325.38    |
| U,Des   | Overall Heat Transfer Coeff of Desuperheat | 382.56    | 353.16    | 329.43    | 309.76    |
| <b>OVERALL HEAT TRANSFER COEFFICIENT OF CONDENSING ZONE</b>     |  |           |           |           |           |
| <b>BS</b>   | Baffle Spacing                             | 0.66      | 0.83      | 0.99      | 1.16      |
| Ja  | Jacob Number                               | 0.0075    | 0.0075    | 0.0075    | 0.0075    |
| h'fg  | Corrected hfg                              | 1977.81   | 1977.81   | 1977.81   | 1977.81   |
| P   | Dimensionless Condensing Parameter         | 385.34    | 481.67    | 578.01    | 674.34    |
| Nu,Con  | Nusselt Number of Condensing Zone          | 0.250     | 0.240     | 0.232     | 0.226     |
| ho,Con  | Convection Coeff of Condensing Zone        | 12159.782 | 11674.567 | 11293.467 | 10981.506 |
| U,Con   | Overall Heat Transfer Coeff of Condensing  | 4,215.55  | 4,155.67  | 4,106.35  | 4,064.37  |
| <b>Desuperheating Zone</b>                                      |  |           |           |           |           |
| <b>Q</b>  | Heat Energy                                | 2971.73   | 2971.73   | 2971.73   | 2971.73   |
| <b>U</b>  | Overall Heat Transfer Coefficient          | 382.56    | 353.16    | 329.43    | 309.76    |
| <b><math>\Delta T_{lm}</math></b>                               | Log Mean Temperature Difference            | 85.75     | 85.75     | 85.75     | 85.75     |
| <b>A</b>  | Heat exchange Area                         | 90.591    | 98.132    | 105.201   | 111.882   |
| <b>L</b>  | Tube Length                                | 0.97      | 1.05      | 1.13      | 1.20      |
| <b>Condensing Zone</b>  |  |           |           |           |           |
| <b>Q</b>  | Heat Energy                                | 12719.64  | 12719.64  | 12719.64  | 12719.64  |
| <b>U</b>  | Overall Heat Transfer Coefficient          | 4,215.55  | 4,155.67  | 4,106.35  | 4,064.37  |
| <b><math>\Delta T_{lm}</math></b>                               | Log Mean Temperature Difference            | 5.47      | 5.47      | 5.47      | 5.47      |
| <b>A</b>  | Heat exchange Area                         | 551.296   | 559.240   | 565.957   | 571.803   |
| <b>L</b>  | Tube Length                                | 3.94      | 4.00      | 4.04      | 4.08      |
| <b>Q,tot</b>  | Total Heat Load                            | 15691.37  | 15691.37  | 15691.37  | 15691.37  |
| <b>A,tot</b>  | Heat Exchange Area Total                   | 641.89    | 657.37    | 671.16    | 683.68    |
| <b>L,tot/pass</b>   | Total Tube Length of HX per pass           | 4.91      | 5.05      | 5.17      | 5.28      |

Tabel A.4. Tabel Perhitungan Geometri dan Heat Transfer ( $v = 1,5 \text{ m/s}$ )

| <b>HEAT EXCHANGER GEOMETRY</b>                                  |  |             |             |             |             |
|---|--|-------------|-------------|-------------|-------------|
| <b>Np</b>   | Number of Pass                             | 2           | 2           | 2           | 2           |
| <b>Nt</b>   | Total Number of Tube                       | 1872.3      | 1872.3      | 1872.3      | 1872.3      |
| <b>Nti</b>  | Number of Tube (integer)                   | 1872        | 1872        | 1872        | 1872        |
| <b>ID,shell</b>   | Shell Inside Diameter                      | 1.65        | 1.65        | 1.65        | 1.65        |
| <b>Mencari nilai U</b>  |  |             |             |             |             |
| <b>TUBE SIDE</b>  |  |             |             |             |             |
| <b>V,fw</b>   | <b>Velocity of Feedwater</b>               | <b>1.5</b>  | <b>1.5</b>  | <b>1.5</b>  | <b>1.5</b>  |
| Re,tube   | Tube Side Reynold Number                   | 124,725.83  | 124,725.83  | 124,725.83  | 124,725.83  |
| f   | Tube Side Friction Factor                  | 0.004295    | 0.004295    | 0.004295    | 0.004295    |
| Nu,tube   | Tube Side Nusselt Number                   | 240.87      | 240.87      | 240.87      | 240.87      |
| hi,tube   | Tube Side Convection Coefficient           | 11,955.77   | 11,955.77   | 11,955.77   | 11,955.77   |
| <b>OVERALL HEAT TRANSFER COEFFICIENT OF DESUPERHEATING ZONE</b> |  |             |             |             |             |
| <b>BS</b>   | <b>Baffle Spacing</b>                      | <b>0.30</b> | <b>0.35</b> | <b>0.40</b> | <b>0.45</b> |
| AS  | Shell Side Crossflow Area                  | 0.099       | 0.116       | 0.132       | 0.149       |
| FFA   | Free flow area                             | 0.00029     | 0.00029     | 0.00029     | 0.00029     |
| WP  | wet perimeter                              | 0.0249      | 0.0249      | 0.0249      | 0.0249      |
| De  | Diameter Equivalent                        | 0.0115      | 0.0115      | 0.0115      | 0.0115      |
| Gs  | Shell side mass velocity                   | 49.834      | 42.715      | 37.375      | 33.222      |
| Re,des  | Reynold Number Des Zone                    | 27,267.8    | 23,372.4    | 20,450.8    | 18,178.5    |
| Nu,des  | Des Zone Nusselt Number                    | 97.35       | 89.44       | 83.10       | 77.89       |
| ho,des  | Des Zone Convection Coefficient            | 406.67      | 373.61      | 347.15      | 325.38      |
| U,Des   | Overall Heat Transfer Coeff of Desuperheat | 387.96      | 357.76      | 333.43      | 313.29      |
| <b>OVERALL HEAT TRANSFER COEFFICIENT OF CONDENSING ZONE</b>     |  |             |             |             |             |
| <b>BS</b>   | <b>Baffle Spacing</b>                      | <b>0.66</b> | <b>0.83</b> | <b>0.99</b> | <b>1.16</b> |
| Ja  | Jacob Number                               | 0.0075      | 0.0075      | 0.0075      | 0.0075      |
| h'fg  | Corrected hfg                              | 1977.81     | 1977.81     | 1977.81     | 1977.81     |
| P   | Dimensionless Condensing Parameter         | 385.34      | 481.67      | 578.01      | 674.34      |
| Nu,Con  | Nusselt Number of Condensing Zone          | 0.250       | 0.240       | 0.232       | 0.226       |
| ho,Con  | Convection Coeff of Condensing Zone        | 12159.782   | 11674.567   | 11293.467   | 10981.506   |
| U,Con   | Overall Heat Transfer Coeff of Condensing  | 4,979.22    | 4,895.90    | 4,827.58    | 4,769.66    |
| <b>Desuperheating Zone</b>                                      |  |             |             |             |             |
| Q   | Heat Energy                                | 2971.73     | 2971.73     | 2971.73     | 2971.73     |
| U   | Overall Heat Transfer Coefficient          | 387.96      | 357.76      | 333.43      | 313.29      |
| $\Delta T_{lm}$   | Log Mean Temperature Difference            | 85.75       | 85.75       | 85.75       | 85.75       |
| A   | Heat exchange Area                         | 89.331      | 96.871      | 103.940     | 110.621     |
| L   | Tube Length                                | 1.44        | 1.56        | 1.67        | 1.78        |
| <b>Condensing Zone</b>  |  |             |             |             |             |
| Q   | Heat Energy                                | 12719.64    | 12719.64    | 12719.64    | 12719.64    |
| U   | Overall Heat Transfer Coefficient          | 4,979.22    | 4,895.90    | 4,827.58    | 4,769.66    |
| $\Delta T_{lm}$   | Log Mean Temperature Difference            | 5.47        | 5.47        | 5.47        | 5.47        |
| A   | Heat exchange Area                         | 466.743     | 474.686     | 481.404     | 487.250     |
| L   | Tube Length                                | 5.00        | 5.09        | 5.16        | 5.22        |
| Q,tot   | Total Heat Load                            | 15691.37    | 15691.37    | 15691.37    | 15691.37    |
| A,tot   | Heat Exchange Area Total                   | 556.07      | 571.56      | 585.34      | 597.87      |
| L,tot/pass  | Total Tube Length of HX per pass           | 6.44        | 6.64        | 6.83        | 7.00        |

Tabel A.5. Tabel Perhitungan Geometri dan Heat Transfer ( $v = 2 \text{ m/s}$ )

| HEAT EXCHANGER GEOMETRY                                  |  |            |            |            |                              |
|--|--|------------|------------|------------|------------------------------|
| Np   | Number of Pass                             | 2          | 2          | 2          | -                            |
| Nt   | Total Number of Tube                       | 1404.2     | 1404.2     | 1404.2     | -                            |
| Nti  | Number of Tube (integer)                   | 1404       | 1404       | 1404       | -                            |
| ID,shell   | Shell Inside Diameter                      | 1.65       | 1.65       | 1.65       | m                            |
| Mencari nilai U  |  |            |            |            |                              |
| TUBE SIDE  |  |            |            |            |                              |
| V,fw   | Velocity of Feedwater                      | 2.0        | 2.0        | 2.0        | m/s                          |
| Re,tube  | Tube Side Reynold Number                   | 166,301.11 | 166,301.11 | 166,301.11 | -                            |
| f  | Tube Side Friction Factor                  | 0.004050   | 0.004050   | 0.004050   | -                            |
| Nu,tube  | Tube Side Nusselt Number                   | 302.66     | 302.66     | 302.66     | -                            |
| hi,tube  | Tube Side Convection Coefficient           | 15,022.53  | 15,022.53  | 15,022.53  | W/m <sup>2</sup> K           |
| OVERALL HEAT TRANSFER COEFFICIENT OF DESUPERHEATING ZONE |  |            |            |            |                              |
| BS   | Baffle Spacing                             | 0.30       | 0.35       | 0.40       | 0.45 m                       |
| AS   | Shell Side Crossflow Area                  | 0.099      | 0.116      | 0.132      | 0.149 m <sup>2</sup>         |
| FFA  | Free flow area                             | 0.00029    | 0.00029    | 0.00029    | 0.00029 m <sup>2</sup>       |
| WP   | wet perimeter                              | 0.0249     | 0.0249     | 0.0249     | 0.0249 m                     |
| De   | Diameter Equivalent                        | 0.0115     | 0.0115     | 0.0115     | 0.0115 m                     |
| Gs   | Shell side mass velocity                   | 49.834     | 42.715     | 37.375     | 33.222 kg/m <sup>2</sup> s   |
| Re,des   | Reynold Number Des Zone                    | 27,267.8   | 23,372.4   | 20,450.8   | 18,178.5 -                   |
| Nu,des   | Des Zone Nusselt Number                    | 97.35      | 89.44      | 83.10      | 77.89 -                      |
| ho,des   | Des Zone Convection Coefficient            | 406.67     | 373.61     | 347.15     | 325.38 W/m <sup>2</sup> K    |
| U,Des  | Overall Heat Transfer Coeff of Desuperheat | 390.96     | 360.31     | 335.64     | 315.24 W/m <sup>2</sup> K    |
| OVERALL HEAT TRANSFER COEFFICIENT OF CONDENSING ZONE     |  |            |            |            |                              |
| BS   | Baffle Spacing                             | 0.66       | 0.83       | 0.99       | 1.16 m                       |
| Ja   | Jacob Number                               | 0.0075     | 0.0075     | 0.0075     | 0.0075 -                     |
| h'fg   | Corrected hfg                              | 1977.81    | 1977.81    | 1977.81    | 1977.81 kJ.kg                |
| P  | Dimensionless Condensing Parameter         | 385.34     | 481.67     | 578.01     | 674.34 -                     |
| Nu,Con   | Nusselt Number of Condensing Zone          | 0.250      | 0.240      | 0.232      | 0.226 -                      |
| ho,Con   | Convection Coeff of Condensing Zone        | 12159.782  | 11674.567  | 11293.467  | 10981.506 W/m <sup>2</sup> K |
| U,Con  | Overall Heat Transfer Coeff of Condensing  | 5,523.41   | 5,421.07   | 5,337.43   | 5,266.72 W/m <sup>2</sup> K  |
| Desuperheating Zone                                      |  |            |            |            |                              |
| Q  | Heat Energy                                | 2971.73    | 2971.73    | 2971.73    | 2971.73 kJ/s                 |
| U  | Overall Heat Transfer Coefficient          | 390.96     | 360.31     | 335.64     | 315.24 W/m <sup>2</sup> K    |
| ΔT <sub>lm</sub>   | Log Mean Temperature Difference            | 85.75      | 85.75      | 85.75      | 85.75 K                      |
| A  | Heat exchange Area                         | 88.645     | 96.185     | 103.254    | 109.935 m <sup>2</sup>       |
| L  | Tube Length                                | 1.90       | 2.06       | 2.21       | 2.36 m                       |
| Condensing Zone  |  |            |            |            |                              |
| Q  | Heat Energy                                | 12719.64   | 12719.64   | 12719.64   | 12719.64 kJ/s                |
| U  | Overall Heat Transfer Coefficient          | 5,523.41   | 5,421.07   | 5,337.43   | 5,266.72 W/m <sup>2</sup> K  |
| ΔT <sub>lm</sub>   | Log Mean Temperature Difference            | 5.47       | 5.47       | 5.47       | 5.47 K                       |
| A  | Heat exchange Area                         | 420.758    | 428.701    | 435.419    | 441.265 m <sup>2</sup>       |
| L  | Tube Length                                | 6.01       | 6.13       | 6.22       | 6.30 m                       |
| Q <sub>tot</sub>   | Total Heat Load                            | 15691.37   | 15691.37   | 15691.37   | 15691.37 kJ/s                |
| A <sub>tot</sub>   | Heat Exchange Area Total                   | 509.40     | 524.89     | 538.67     | 551.20 m <sup>2</sup>        |
| L <sub>tot/pass</sub>                                    | Total Tube Length of HX per pass           | 7.91       | 8.19       | 8.43       | 8.66 m                       |



## BIODATA PENULIS



Penulis lahir di kota Surabaya pada tanggal 17 Mei 1995, merupakan anak pertama dari dua bersaudara. Jenjang pendidikan formal yang telah ditempuh penulis adalah SDN Kertajaya XIII Surabaya, SMPN 1 Surabaya, SMAN 2 Surabaya dan D3 Teknik Mesin FTI ITS Surabaya.

Pada tahun 2016 penulis mengikuti seleksi masuk Lintas Jalur S1 Teknik Mesin dan diterima sebagai mahasiswa di Lintas Jalur S1 Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember dengan NRP 2116105039. Konversi energi adalah bidang studi yang dipilih penulis dalam pengerjaan Tugas Akhir.

Di jenjang perguruan tinggi penulis aktif dalam berbagai pelatihan. Penulis telah menyelesaikan dua tingkat pelatihan manajemen mahasiswa, yaitu LKMM Pra-TD XI FTI-ITS pada tahun 2013, LKMM TD V HMDM FTI-ITS pada tahun 2013,. Selain itu, penulis juga menjadi pemandu LKMM setelah mengikuti PP LKMM IX FTI-ITS pada tahun 2014.

Selain kegiatan dalam bidang tersebut, penulis juga pernah aktif mengikuti organisasi PMK ITS dan HMDM. Di PMK ITS posisi penulis menjabat sebagai Ketua Pelaksana Natal-Paskah ITS 2015-2016, dan di HMDM FTI-ITS menjabat sebagai kabiro jurnalistik dalam departemen kominfo.

Demikian sedikit rangkuman tentang penulis, untuk informasi lengkap tentang penulis dapat menghubungi via email ke: [maxillion17@gmail.com](mailto:maxillion17@gmail.com).

