



## **TUGAS AKHIR – TM 091585**

### **ANALISIS PERFORMA AIR COOLED CONDENSER SNO-E-2208 DI JOINT OPERATING BODY PERTAMINA-MEDCO TOMORI SULAWESI**

**YUNNIDA LUTFYA DEWI FIRMANINGTYAS  
NRP 2112 100 028**

**Pembimbing :**  
**Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME**

**JURUSAN TEKNIK MESIN  
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI  
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER  
SURABAYA  
2016**



## **FINAL PROJECT – TM 091585**

### **PERFORMANCE ANALYSIS OF AIR COOLED CONDENSER SNO-E-2208 AT JOINT OPERATING BODY PERTAMINA-MEDCO TOMORI SULAWESI**

YUNNIDA LUTFYA DEWI FIRMANINGTYAS  
NRP 2112 100 028

Advisor :

Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME

MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT  
FACULTY of INDUSTRIAL TECHNOLOGY  
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY  
SURABAYA  
2016

**ANALISIS PERFORMA AIR COOLED CONDENSER  
SNO-E-2208 DI JOINT OPERATING BODY PERTAMINA-  
MEDCO TOMORI SULAWESI  
TUGAS AKHIR**

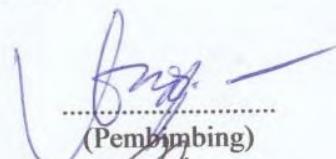
Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik  
Pada Bidang Studi Teknik Konversi Energi  
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

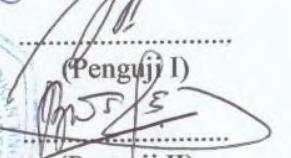
**YUNNIDA LUTFYA DEWI FIRMANINGTYAS**  
NRP. 2112 100 028

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

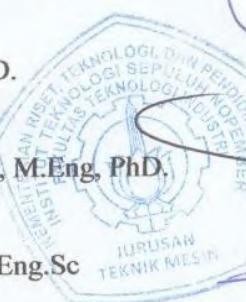
1. Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME  
(NIP. 195312191981031001)

  
(Pembimbing)

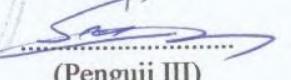
2. Ary Bachtiar K.P., ST, MT, PhD.  
(NIP. 197105241997021001)

  
(Penguji I)

3. Bb. ARIP DWIYANTORO, ST, M.Eng, PhD.  
(NIP. 197804012002121001)

  
(Penguji II)

4. Dr. Ir. ATOK SETIAWAN, M.Eng.Sc  
(NIP. 196604021989031002)

  
(Penguji III)

SURABAYA

Juli, 2016

# **ANALISIS PERFORMA AIR COOLED CONDENSER SNO-E-2208 DI JOINT OPERATING BODY PERTAMINA-MEDCO TOMORI SULAWESI**

**Nama : Yunnida Lutfya Dewi Firmaningtyas  
NRP : 2112100028  
Jurusan : Teknik Mesin  
Dosen Pembimbing : Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo,  
ME**

## **ABSTRAK**

*Central Processing Plant (CPP) Senoro, Joint Operating Body (JOB) Pertamina-Medco Tomori Sulawesi merupakan sebuah perusahaan yang bergerak di bidang pemurnian gas alam menjadi gas siap jual (*sales gas*) dengan kapasitas produksi *sales gas* sebesar 342 MMSCFD. Pemurnian gas alam bertujuan untuk mengurangi kandungan H<sub>2</sub>S dari 1000 ppmv menjadi 1 ppmv dan mengondensasi kandungan H<sub>2</sub>O . Proses tersebut terjadi di *air cooled heat exchanger* SNO-E-2208. *air cooled heat exchanger* didesain dengan suhu masuk fluida panas 106,67 °C dan suhu keluar 48,89°C. Udara sebagai media pendingin didesain dengan suhu masuk sebesar 37,78 °C. Pada kondisi operasi suhu keluar fluida panas sebesar 55,173 °C . Dengan adanya keadaan operasi yang tidak sesuai dengan desain maka perlu dilakukan sebuah analisis untuk mencari penyebab perbedaan tersebut. Analisis tersebut akan dibahas pada penelitian Tugas Akhir yang berjudul “Analisis Performa Air Cooled Condenser SNO-E-2208 Di Joint Operating Body Pertamina-Medco Tomori Sulawesi”.*

Pada Tugas Akhir ini dilakukan penghitungan nilai *effectiveness* dan *pressure drop* dari *air cooled heat exchanger*. Perhitungan *air cooled heat exchanger* menggunakan analisis perpindahan panas. Data *input* yang digunakan merupakan data operasi dan data desain *air cooled heat exchanger* SNO-E-2208. Untuk mendapatkan kondisi operasi yang sesuai dengan kondisi desain, dalam perhitungan *effectiveness* dan *pressure drop*

dilakukan variasi laju alir massa udara. Variasi laju alir massa udara diperoleh dengan memvariasikan sudut kipas pada *air cooled heat exchanger*. Variasi menggunakan 3 sudut kipas yang berbeda, yaitu variasi 1 dengan sudut kipas  $19,5^0$ , kondisi operasi (sudut kipas  $22,5^0$ ) dan variasi 2 dengan sudut kipas  $27,5^0$ . Hasil dari variasi berupa nilai *effectiveness* dan *pressure drop* masing-masing laju alir massa udara.

Dari hasil analisis *air cooled heat exchanger* didapatkan koefisien konveksi sisi udara, *pressure drop*, *pumping power* dan nilai *effectiveness* paling besar pada variasi 2. Pada variasi 2 nilai koefisien konveksi sisi udara sebesar  $15,308 \text{ W/m}^2\text{K}$ , *pressure drop*  $2,256 \text{ kPa}$ , *pumping power*  $42,847 \text{ kW}$  dan nilai *effectiveness* 0,803. Nilai terbesar kedua pada kondisi operasional dengan nilai koefisien konveksi sisi udara sebesar  $14,460 \text{ W/m}^2\text{K}$ , *pressure drop*  $1,841 \text{ kPa}$ , *pumping power*  $30,341 \text{ kW}$  dan nilai *effectiveness* 0,801. Nilai perhitungan yang paling kecil pada variasi 1 dengan nilai koefisien konveksi sisi udara sebesar  $13,571 \text{ W/m}^2\text{K}$ , *pressure drop*  $1,467 \text{ kPa}$ , *pumping power*  $22,462 \text{ kW}$  dan nilai *effectiveness* 0,8. Dari hasil variasi 2 diperoleh nilai temperatur keluar fluida panas mendekati desain yaitu  $49,30^\circ\text{C}$ . Dengan penambahan laju alir massa udara sebesar 12%, nilai Tho turun 9,63%.

**Kata kunci : Air Cooled Heat Exchanger, laju alir masa, effectiveness, pressure drop**

# **PERFORMANCE ANALYSIS OF AIR COOLED CONDENSER SNO-E-2208 AT JOINT OPERATING BODY PERTAMINA-MEDCO TOMORI SULAWESI**

**Name : Yunnida Lutfya Dewi Firmaningtyas  
NRP : 2112100028  
Major : Mechanical Engineering  
Adviser : Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME**

## **ABSTRACT**

*Central Processing Plant (CPP) Senoro, Joint Operatig Body (JOB) Pertamina-Medco Tomori Sulawesi is oil and gas company that putrify raw of natural gas into sales gas with capacity 342 MMSCFD. The purpose of natural gas purification is to reduce  $H_2S$  content from 1000 ppmv into 1 ppmv by condense  $H_2O$ . The process occurs in air cooled heat exchanger SNO-E-2208. Air cooled heat exchanger is designed to reduce hot fluid temperature from 106,67°C into 48,89°C. Air as cold fluid design with inlet temperature 37,78°C. The outlet temperature of hot fluid in operating condition is 55,173 °C . However of the operation condition are not same with desain, we need to do some analysis that cause it. The analysis will be discussed in undergraduate thesis entitled " Performance Analysis of Air Cooled Condenser SNO-E-2208 At Joint Operating Body Pertamina - Medco Tomori Sulawesi ".*

*In this undergraduate thesis there are a few calculation, those are effectiveness and pressure drop calculation of air cooled heat exchanger. Air cooled heat exchanger calculation using heat transfer analysis. The data used are design and operation data from air cooled heat exchanger SNO-E-2208. In order to restore operation condition into design, do calculation of effectiveness and pressure drop air cooled heat exchanger by varying air mass flow rate. Variations that will be used in the calculation of effectiveness*

and pressure drop of air cooled heat exchanger is a variation of air mass flow rate. Variation of air mass flow rate obtained by varying the fan angle on air cooled heat exchanger. Variation using 3 different fan angles, variation 1 use fan angle of  $19,5^0$ , the operating condition (fan angle of  $22,5^0$ ) and variation 2 use fan angle of  $27,5^0$ . The result from variation are effectiveness and pressure drop value in each air mass flow rate.

The result from air cooled heat exchanger analysis are gas side convection coefficient, pressure drop, pumping power and effectiveness. The highest value is variation 2 with gas side convection coefficient  $15,308 \text{ W/m}^2\text{K}$ , pressure drop  $2,256 \text{ kPa}$ , pumping power  $42,847 \text{ kW}$  and effectiveness  $0,803$ . Operational condition on second place with gas side convection coefficient  $14,460 \text{ W/m}^2\text{K}$ , pressure drop  $1,841 \text{ kPa}$ , pumping power  $30,341 \text{ kW}$  and effectiveness  $0,801$ . The smallest value is variation 1 with gas side convection coefficient  $13,571 \text{ W/m}^2\text{K}$ , pressure drop  $1,467 \text{ kPa}$ , pumping power  $22,462 \text{ kW}$  and effectiveness  $0,8$ . After doing variation 2, the outlet temperature of hot fluid close to desing, that is  $49,30^\circ\text{C}$ . By increasing air mass flow rate 12%, the value of  $\Delta h_o$  decrease 9,63%.

**Keyword : Air Cooled Heat Exchanger, mass flow rate, effectiveness, pressure drop**

## DAFTAR ISI

|  |            |
|--|------------|
| <b>ABSTRAK .....</b>   | <b>i</b>   |
| <b>ABSTRACT.....</b>   | <b>iii</b> |
| <b>DAFTAR ISI.....</b>   | <b>vii</b> |
| <b>Daftar Gambar .....</b>   | <b>ix</b>  |
| <b>Daftar Tabel.....</b>   | <b>x</b>   |
| <b>Nameclature.....</b>  | <b>xii</b> |
| <b>BAB 1 PENDAHULUAN.....</b>  | <b>1</b>   |
| <b>BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA .....</b>                                    | <b>5</b>   |
| 2.1        Gambaran Proses .....                                       | 5          |
| 2.2        Gambaran Umum Air Cooled Pada Acid Gas Removal System.....  | 6          |
| 2.3        Macam-Macam <i>Air Cooled</i> .....                         | 7          |
| 2.3.1 <i>Forced Draft Air Cooled</i> .....                             | 8          |
| 2.3.2 <i>Induced Draft Air Cooled</i> .....                            | 9          |
| 2.4        Bagian <i>Air Cooled</i> .....                              | 9          |
| 2.5        Analisis Penurunan Performa Air Cooled .....                | 10         |
| 2.5.1    Kesetimbangan Massa dan Energi Pada <i>Air Cooled</i> .....   | 10         |
| 2.5.1    Perhitungan Luasan <i>Air Cooled Heat Exchanger</i> .....     | 11         |
| 2.5.2    Konveksi Dalam <i>Tube Banks</i> .....                        | 13         |
| 2.5.3    Kondensasi Dalam <i>Tube Horisontal</i> .....                 | 15         |
| 2.5.4    Analisis <i>Effectiveness Air Cooled Heat Exchanger</i> ..... | 16         |

|                                      |  |           |
|--------------------------------------|--|-----------|
| 2.6                                  | Penelitian Terdahulu .....                   | 17        |
| 2.6.1                                | Kamran Hirbodi , Mahmood Yaghoubi .....      | 17        |
| 2.6.2                                | Akhyar Wahyu Rokhadi .....                   | 18        |
| <b>BAB 3 METODOLOGI</b>              | <b>.....</b>                                 | <b>23</b> |
| 3.1                                  | <i>Flowchart</i> Penelitian.....             | 24        |
| 3.2                                  | Objek Penelitian .....                       | 25        |
| 3.3                                  | <i>Flowchart</i> Perhitungan .....           | 26        |
| <b>BAB 4 ANALISIS DAN PEMBAHASAN</b> | <b>.....</b>                                 | <b>31</b> |
| 4.1                                  | Data Operasi Air Cooled Heat Exchanger ..... | 31        |
| 4.2                                  | Contoh Perhitungan .....                     | 34        |
| 4.3                                  | Pembahasan .....                             | 39        |
| <b>BAB 5 PENUTUP</b>                 | <b>.....</b>                                 | <b>53</b> |
| <b>DAFTAR PUSTAKA</b>                | <b>.....</b>                                 | <b>55</b> |
| <b>LAMPIRAN A</b>                    | <b>.....</b>                                 | <b>56</b> |
| <b>LAMPIRAN B</b>                    | <b>.....</b>                                 | <b>77</b> |

## Daftar Gambar

|  |    |
|--|----|
| <b>Gambar 1. 1</b> Proses pengurangan H2S dan CO2 .....  | 2  |
| <b>Gambar 2. 1</b> Proses pemurnian gas alam pada CPP Senoro .....   | 5  |
| <b>Gambar 2. 2</b> PFD Acid Gas Removal System.....  | 8  |
| <b>Gambar 2. 3</b> (a) <i>Forced draft air cooled</i> (b) <i>Induced draft air cooled</i> .....  | 9  |
| <b>Gambar 2. 4</b> <i>Induced draft air cooled condenser</i> .....   | 10 |
| <b>Gambar 2. 5</b> Kesetimbangan massa pada air cooled condenser   | 11 |
| <b>Gambar 2. 6</b> Susunan tube banks pada air cooled condenser ....   | 12 |
| <b>Gambar 2. 7</b> Tahanan termal air cooled condenser .....   | 17 |
| <b>Gambar 2. 8</b> (a) Grafik bilangan Reynolds terhadap bilangan Nusselt pada $Sy/D\pi = 3,57$ (b) Grafik bilangan Reynolds terhadap koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata pada $Sy/D\pi = 3,57$ ..... | 20 |
| <b>Gambar 2. 9</b> Grafik pengaruh $\Delta T$ terhadap laju perpindahan panas .....  | 20 |
| <b>Gambar 2. 10</b> (a) Grafik pengaruh bilangan Reynolds terhadap penurunan tekanan pada $Sy/D\pi = 3,57$ .....   | 21 |
| <b>Gambar 3. 1</b> Flowchart penelitian tugas akhir .....  | 23 |
| <b>Gambar 3. 2</b> Skema air cooled condenser .....  | 26 |
| <b>Gambar 3. 3</b> Flowchart <i>perhitungan</i> .....  | 29 |

## Daftar Tabel

|   |    |
|---|----|
| Tabel 2.1 Konstanta untuk persamaan 2.15 .....  | 14 |
| Tabel 2.2 Faktor koreksi C <sub>2</sub> untuk persamaan 2.15 untuk NL < 10 .....  | 15 |
| Tabel 2. 3 Variasi rata-rata laju perpindahan panas untuk perubahan temperatur sekeliling dan temperaatur fin 1°C dan kelembaban udara 1% ..... | 18 |
| Tabel 2. 4 Spesifikasi spesimen penelitian .....  | 19 |
| <br>  |    |
| Tabel 3.1 Spesifikasi air cooled condenser.....   | 25 |
| <br>  |    |
| Tabel A. 1 Hasil perhitungan dimensi air cooled heat exchanger .....  | 58 |
| Tabel A. 2 Hasil perhitungan koefisien konveksi sisi udara pada kondisi operasi .....   | 59 |
| Tabel A. 3 Hasil perhitungan koefisien konveksi sisi dalam tube pada kondisi operasi .....  | 60 |
| Tabel A. 4 Hasil perhitungan effectiveness pada kondisi operasi .....   | 62 |
| <br>  |    |
| Tabel A. 5 Hasil perhitungan pressure drop dan pumping power pada kondisi operasi .....   | 63 |
| Tabel A. 6 Hasil perhitungan koefisien konveksi sisi udara pada variasi 1 .....   | 64 |
| Tabel A. 7 Hasil perhitungan koefisien konveksi sisi dalam tube pada variasi 1 .....  | 66 |
| Tabel A. 8 Hasil perhitungan effectiveness pada variasi 1 .....   | 67 |
| Tabel A. 9 Hasil perhitungan pressure drop dan pumping power pada variasi 1 .....   | 68 |
| Tabel A. 10 Hasil perhitungan koefisien konveksi sisi udara pada variasi 2 .....  | 69 |
| Tabel A. 11 Hasil perhitungan koefisien konveksi sisi dalam tube pada variasi 2 .....   | 71 |
| Tabel A. 12 Hasil perhitungan effectiveness pada variasi 2 .....  | 72 |

|  |    |
|--|----|
| Tabel A. 13 Hasil perhitungan pressure drop dan pumping power pada variasi 2 ..... | 73 |
| Tabel A. 14 Hasil perbandingan perhitungan air cooled heat exchanger .....         | 74 |
| Tabel B. 1 Data operasi air cooled heat exchanger .....                            | 77 |
| Tabel B. 2 Properti fluida .....   | 82 |

## Nomenclature

|                 |  |                                |
|-----------------|--|--------------------------------|
| $A_f$           | : Finned area  | (ft <sup>2</sup> )             |
| $A_{fr}$        | : Frontal area   | (ft <sup>2</sup> )             |
| $A_i$           | : Luasan dalam <i>tube</i>                               | (ft <sup>2</sup> )             |
| $A_{min}$       | : Luasan minimal   | (ft <sup>2</sup> )             |
| $A_t$           | : Luasan total   | (ft <sup>2</sup> )             |
| $A_u$           | : Unfinned area  | (ft <sup>2</sup> )             |
| $c_{p_c}$       | : Panas spesifik udara                                   | (Btu/lb. °F)                   |
| $c_{p_h}$       | : Panas spesifik fluida panas                            | (Btu/lb. °F)                   |
| $C_c$           | : Heat capacity rate udara                               | (Btu/hr. °F)                   |
| $C_h$           | : Heat capacity rate fluida panas                        | (Btu/hr. °F)                   |
| $d_e$           | : Diameter <i>fin</i>                                    | (inch)                         |
| $D_h$           | : Diameter <i>hydraulic</i>                              | (ft)                           |
| $d_i$           | : Diameter dalam <i>tube</i>                             | (inch)                         |
| $d_o$           | : Diameter luar <i>tube</i>                              | (inch)                         |
| $G$             | : mass velocity  | (lb/ft <sup>2</sup> . hr)      |
| $h_i$           | : Koefisien perpindahan panas konveksi dalam <i>tube</i> | (Btu/jam. ft <sup>2</sup> . F) |
| $h_o$           | : Koefisien perpindahan panas konveksi sisi udara        | (Btu/jam. ft <sup>2</sup> . F) |
| $k$             | : Koefisien konduksi bahan                               | (Btu/jam. ft. F)               |
| $L_1$           | : Panjang <i>tube</i>                                    | (ft)                           |
| $L_2$           | : Panjang <i>header</i>                                  | (ft)                           |
| $L_3$           | : Tinggi <i>header</i>                                   | (ft)                           |
| $\dot{m}_{c,i}$ | : Laju alir massa udara masuk                            | (lb/jam)                       |
| $\dot{m}_{c,o}$ | : Laju alir massa udara keluar                           | (lb/jam)                       |
| $\dot{m}_{h,i}$ | : Laju alir massa fluida panas masuk                     | (lb/jam)                       |
| $\dot{m}_{h,o}$ | : Laju alir massa fluida panas keluar                    | (lb/jam)                       |
| $N_f$           | : Jumlah <i>fin</i> tiap inch                            |                                |
| $N_t$           | : Jumlah <i>tube</i>                                     |                                |
| $\text{Nu}$     | : Nusselt number   |                                |
| $p_i$           | : Tekanan udara masuk                                    | (Pa)                           |

|               |   |                             |
|---------------|---|-----------------------------|
| $\Pr$         | : <i>Prandlt Number</i> dievaluasi pada temperatur fluida           |                             |
| $\Pr_s$       | : <i>Prandlt Number</i> dievaluasi pada temperatur rata-rata fluida |                             |
| $q_{akt}$     | : Perpindahan panas aktual  | (W)                         |
| $q_{max}$     | : Perpindahan panas maksimal  | (W)                         |
| $Re$          | : <i>Reynolds Number</i>  |                             |
| $r_f$         | : Jari-jari <i>fin</i>  | (ft)                        |
| $r_i$         | : Jari-jari dalam <i>tube</i>                                       | (ft)                        |
| $r_o$         | : Jari-jari luar <i>tube</i>  | (ft)                        |
| $R_t$         | : Tahanan termal total  | (hr. ft/Btu)                |
| $T_{c,i}$     | : Temperatur udara masuk  | (°F)                        |
| $T_{h,i}$     | : Temperatur fluida panas masuk                                     | (°F)                        |
| $T_{h,o}$     | : Temperatur fluida panas keluar                                    | (°F)                        |
| $U$           | : <i>Overall heat transfer</i>                                      | (Btu/hr ft <sup>2</sup> °F) |
| $V_{max}$     | : Kecepatan maksimal fluida   | (ft/jam)                    |
| $X$           | : fraksi massa  |                             |
| $X_l$         | : Jarak antar tube searah longitudinal                              | (inch)                      |
| $X_t$         | : Jarak antar tube searah transvesal                                | (inch)                      |
| $X_{tt}$      | : <i>Martinelli parameter</i>                                       |                             |
| $\delta$      | : Tebal <i>fin</i>  | (inch)                      |
| $\rho_i$      | : Densitas udara masuk  | (lb/ft <sup>3</sup> )       |
| $\rho_g$      | : densitas gas  | (lb/ft <sup>3</sup> )       |
| $\rho_l$      | : densitas cair   | (lb/ft <sup>3</sup> )       |
| $\rho_o$      | : Densitas udara keluar   | (lb/ft <sup>3</sup> )       |
| $\nu$         | : Viskositas kinematik  | (ft <sup>2</sup> /jam)      |
| $\Delta P$    | : <i>Pressure drop</i> sisi udara                                   | (Pa)                        |
| $\mathcal{P}$ | : <i>Pumping power</i>  | (W)                         |

# BAB 1

## PENDAHULUAN

### 1.1 Latar Belakang

*Central Processing Plant* (CPP) Senoro, *Joint Operatig Body* (JOB) Pertamina-Medco Tomori Sulawesi merupakan sebuah perusahaan yang bergerak di bidang pengolahan gas alam menjadi gas siap jual (*sales gas*) melalui proses pemurnian. CPP Senoro memiliki kapasitas produksi *sales gas* sebesar 342 MMSCFD yang terdiri dari dua *train*, dimana setiap *train* menghasilkan *sales gas* sebesar 171 MMSCFD. Gas alam yang diolah pada CPP Senoro berasal dari 21 sumur gas yang terletak di Toili, Sulawesi Tengah.

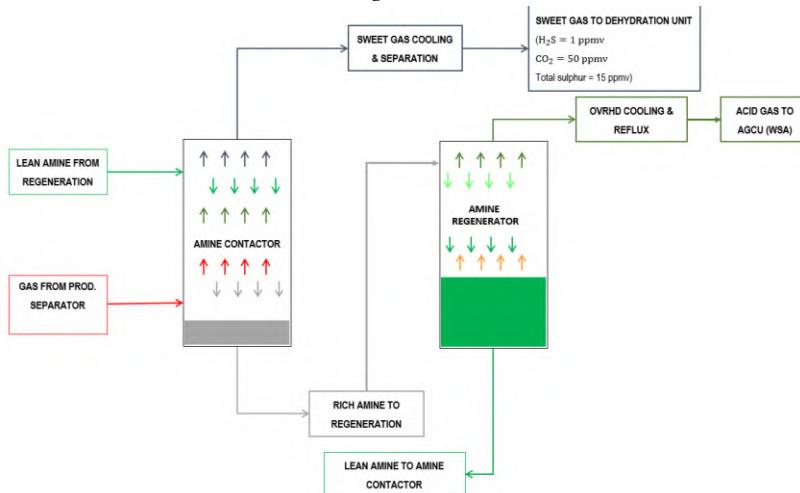
Proses pemurnian gas alam bertujuan untuk menghilangkan beberapa kandungan dari gas mentah agar memenuhi spesifikasi dari *sales gas*. Kandungan tersebut diantaranya CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>S, dan H<sub>2</sub>O. Kandungan yang tidak diperlukan dalam *sales gas* dapat diolah untuk dijadikan bahan baku pembuatan *wet sulphuric acid* maupun kondensat yang dapat dijual. Proses pemurnian ini berlangsung dalam beberapa tahap di dalam kawasan *Central Processing Plant* (CPP) Senoro.

Gas yang berasal dari beberapa sumur dikumpulkan ke sebuah *manifold* di CPP Senoro, kemudian dialirkan menuju ke *production separator*. Dari *production separator*, gas alam mentah akan dipisahkan menjadi tiga macam yaitu gas alam, air dan kondensat. Air digunakan untuk pemenuhan kebutuhan operasional pabrik, kondensat akan diproses untuk distabilkan hingga siap jual, sedangkan gas alam akan dikurangi kandungan H<sub>2</sub>S, CO<sub>2</sub> maupun kandungan airnya.

Proses pengurangan kandungan H<sub>2</sub>S dan CO<sub>2</sub> dapat dilihat pada Gambar 1.1. Gas alam dari *production separator* akan dikurangi kandungan H<sub>2</sub>S nya melalui proses *acid gas removal system*. Kandungan H<sub>2</sub>S yang semula 1000 ppmv menjadi 1 ppmv dengan kadar CO<sub>2</sub> sebesar 50 ppmv di *acid gas removal system*. Dari *acid gas removal system*, gas alam akan masuk ke gas

*dehydration system* yang berfungsi untuk mengurangi kadar kandungan air pada gas menjadi 8 lb/MMSCFD. Setelah itu gas akan masuk ke proses *dew point control system* sebelum menjadi *sales gas*.

*Acid gas removal system* mengurangi kandungan  $H_2S$  dan  $CO_2$  dalam gas mentah melalui kontak dengan *methyl-diethanolamine* (MDEA) di *amine contactor vessel*. Gas yang sudah tidak mengandung  $H_2S$  dan  $CO_2$  akan menuju ke *gas dehydration system*. Amine hasil reaksi dengan gas alam berubah menjadi *rich MDEA*. *Rich MDEA* didaur ulang pada *amine regenerator* menjadi *lean amine* untuk digunakan lagi di *amine contactor*. Hasil sisa reaksi yang terjadi pada *amine regenerator* berupa  $H_2S$ .  $H_2S$  dari *overhead amine regenerator* akan diolah menjadi *wet sulphuric acid*. Gas  $H_2S$  dari *overhead amine regenerator* yang bersuhu  $106,67^\circ C$  akan didinginkan oleh *air cooled heat exchanger* hingga suhu  $48,89^\circ C$ . Hasil pendinginan *aircooled condenser* berupa gas  $H_2S$  murni serta cairan yang terdiri dari  $H_2O$  dan *amine*. Fasa cair hasil proses *aircooled condenser* akan dikembalikan ke *amine regenerator*.



**Gambar 1. 1** Proses pengurangan  $H_2S$  dan  $CO_2$

Kondisi aktual di lapangan CPP Senoro, temperatur keluar dari *aircooled condenser* yang memiliki seri SNO-E-2208 melebihi suhu desain yang diinginkan. *aircooled condenser* SNO-E-2208 yang terdiri dari sebuah *tube bundle* dan dua buah kipas (*fan*) didesain dengan sudut kipas  $22^\circ$ , suhu masuk sebesar  $106,67^\circ\text{C}$  dan suhu keluar *aircooled condenser* sebesar  $48,89^\circ\text{C}$ . Suhu keluar kondisi operasi aktual *aircooled condenser* sebesar  $55,172^\circ\text{C}$ . Kondisi ini mengakibatkan kandungan  $\text{H}_2\text{O}$  pada gas  $\text{H}_2\text{S}$  tidak terkondensasi secara sempurna sehingga gas  $\text{H}_2\text{S}$  masih mengandung  $\text{H}_2\text{O}$ . Apabila gas  $\text{H}_2\text{S}$  hasil dari *aircooled condenser* yang merupakan bahan baku dalam pembuatan *wet sulphuric acid* tidak memenuhi spesifikasi maka gas  $\text{H}_2\text{S}$  akan dibuang ke lingkungan melalui *flare*. Hal ini meningkatkan kerugian produksi. Untuk meminimalkan kerugian produksi yang terjadi maka diperlukan analisis mengenai penyebab penurunan performa *aircooled condenser* sehingga diketahui penyebabnya dan dapat dilakukan peningkatan performa.

## 1.2 Perumusan Masalah

Adapun perumusan masalah dalam penelitian ini adalah

1. Bagaimana laju perpindahan panas yang terjadi pada *air cooled heat exchanger* SNO-E-2208
2. Bagaimana pengaruh laju alir masa udara yang diatur melalui sudut *fan blade* terhadap performa dan *pressure drop* pada *air cooled heat exchanger* SNO-E-2208

## 1.3 Batasan Masalah

Adapun beberapa batasan yang digunakan dalam penelitian ini adalah :

1. Analisis dilakukan berdasarkan data operasi pada JOB Pertamina-Medco Tomori.
2. Kondisi operasi *steady state*.
3. Aliran dalam *tube* diasumsikan *fully developed*.
4. Efek dari radiasi diabaikan.

5. Perhitungan dilakukan dengan analisis termal.
6. Nilai dari  $\Delta EP$  dan  $\Delta EK$  diabaikan
7. *Fouling factor* diabaikan
8. Temperatur permukaan *fin* seragam
9. Kecepatan dan temperatur udara seragam sepanjang *tube*

## 1.4 Tujuan Penelitian

Adapun tujuan dari penelitian ini adalah

1. Mengetahui laju perpindahan panas yang terjadi pada *air cooled heat exchanger* SNO-E-2208
2. Membandingkan relasi antara pengaturan variasi *fan blade* dan laju alir masa udara dengan performa dan *pressure drop* pada *air cooled heat exchanger* SNO-E-2208

## 1.5 Manfaat Penelitian

Dalam melakukan analisa performa pada *air cooled heat exchanger* SNO-E-2202 diharapkan dapat memberikan manfaat sebagai berikut:

1. Memperkaya dan memperdalam wawasan dalam penerapan ilmu termodinamika, mekanika fluida dan perpindahan panas, khususnya pada *air cooled condenser*
2. Sebagai referensi kajian penyebab penurunan performa *air cooled condenser* SNO-E-2208

## BAB 2

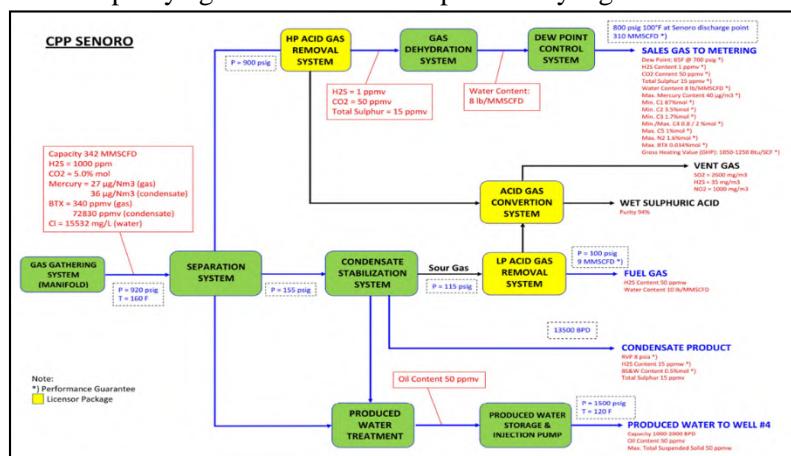
### TINJAUAN PUSTAKA

#### 2.1 Gambaran Proses

*Joint Operating Body* Pertamina-Medco E&P Tomori Sulawesi (JOB PMTS) adalah sebuah perusahaan yang mengelola gas alam di wilayah Tomori, Sulawesi Tengah. JOB PMTS mengolah gas alam dari 21 sumur yang terdapat di Tomori hingga menghasilkan gas siap jual (*sales gas*) dengan spesifikasi kandungan  $H_2S$  maksimal 1 ppmv,  $CO_2$  maksimal 50 ppmv dan air 8lb/MMSCFD. Proses pengolahan gas mentah menjadi *sales gas* dilakukan di *Central Processing Plant* (CPP) JOB PMTS.

CPP JOB PMTS terdiri dari beberapa unit, yaitu *Train 1*, *Train 2*, dan *Acid Gas Conversion Unit* (ACGU). *Train 1* dan *Train 2* menghasilkan produk berupa *sales gas* berkapasitas 342 MMSCFD dan kondensat. ACGU menghasilkan *Wet Sulphuric Acid* (WSA). Serangkaian proses produksi di CPP JOB PMTS dapat dilihat pada Gambar 2.1.

*Gas gathering system (manifold)* adalah tempat berkumpulnya gas alam dari beberapa sumur yang disalurkan ke



Gambar 2. 1 Proses pemurnian gas alam pada CPP Senoro

CPP melalui jalur pipa. Gas mentah dari *manifold* akan dialirkan menuju *separation system* untuk dipisahkan menjadi kondensat, air dan gas alam mentah. Kondensat dijual dengan kandungan H<sub>2</sub>S maksimal 15 ppmv dan sulfur maksimal 15 ppmv. Pemurnian kondensat berlangsung di *condensate stabilization system*. Air hasil *separation system* akan diolah di *produced water treatment* untuk kebutuhan air di CPP. Gas alam mentah akan diolah melalui serangkaian proses untuk menghasilkan *sales gas*.

Gas alam mentah akan melalui proses *Acid Gas Removal System* (AGRS), *gas dehydration system*, dan *dew point control system*. AGRS adalah suatu proses yang bertujuan untuk menurunkan kandungan H<sub>2</sub>S dalam gas mentah dari 1000 ppmv menjadi 1 ppmv. Proses pemurnian H<sub>2</sub>S terjadi di *vertical vessel* (*amine contactor*). Di dalam *amine contactor* gas alam mentah kontak dengan *lean amine*. Hasil kontak antara *lean amine* dengan gas alam mentah berupa *sweet gas* dan gas. Kontak ini mengakibatkan H<sub>2</sub>S dan CO<sub>2</sub> yang terkandung dalam gas mentah terikat dengan *amine* dan gas H<sub>2</sub>S. Gas H<sub>2</sub>S hasil AGRS dialirkan ke AGCU untuk diolah menjadi produk *wet sulphuric acid* (WSA). *Gas dehydration system* berfungsi untuk menurunkan kadar air yang terkandung dalam gas mentah hingga mencapai 8lb/MMSCFD. *Dew point control system* berfungsi untuk memastikan bahwa gas siap jual pada suhu di atas 65°F, tekanan 700 psig kandungan hidrokarbonnya tidak terkondensasi.

## 2.2 Gambaran Umum Air Cooled Pada Acid Gas Removal System

*Acid Gas Removal System* (AGRS) berfungsi mengurangi kandungan H<sub>2</sub>S gas mentah dari 1000 ppm menjadi 1 ppmv dan CO<sub>2</sub> 50 ppmv. Proses AGRS dapat dilihat pada Gambar 2.2. AGRS terdiri dari komponen utama yaitu *amine contactor* (SNO-V-2202), pompa, *heat exchanger* (HE), *amine regenerator* (SNO-E-2203), *reboiler* dan *Air Cooled Condenser* (SNO-E-2208).

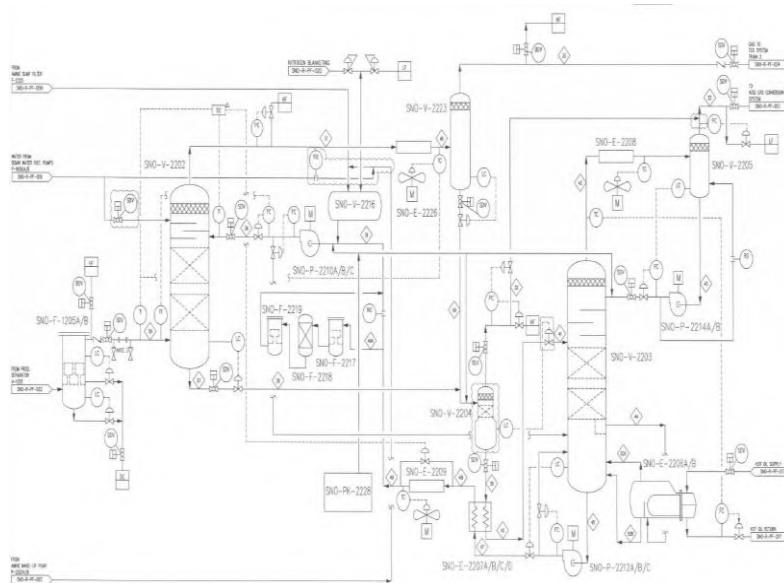
*Amine contactor* (SNO-V-2202) berfungsi sebagai tempat terjadinya kontak antara gas mentah dengan *lean methyl-*

*diethanolamine* (MDEA) untuk menurunkan kandungan H<sub>2</sub>S dan CO<sub>2</sub>. Gas alam hasil kontak dengan MDEA berupa *sweet gas* akan dialirkan menuju *gas dehidration system*. MDEA hasil kontak dengan gas mentah akan menjadi *rich* MDEA yang harus didaur ulang untuk dijadikan *lean* MDEA. *Amine regenerator* (SNO-E-2203) berfungsi mendaur ulang *rich* MDEA menjadi *lean* MDEA. SNO-E-2203 menghasilkan *lean* MDEA dan gas yang memiliki kandungan H<sub>2</sub>O (50,19%), CO<sub>2</sub> (48,42%) serta H<sub>2</sub>S (1%). *Lean* MDEA digunakan pada *amine contactor*. Gas yang memiliki kandungan H<sub>2</sub>O (50,19%), CO<sub>2</sub> (48,42%) serta H<sub>2</sub>S (1%) dialirkan ke *acid gas conversion system* sebagai bahan baku pembuatan WSA.

Bahan baku pembuatan WSA memiliki spesifikasi kandungan H<sub>2</sub>O tidak lebih dari 5,44%. Proses menghilangkan kandungan H<sub>2</sub>O dalam gas hasil reaksi di SNO-E-2203 terjadi di SNO-E-2208 melalui proses kondensasi. SNO-E-2208 didesain beroperasi pada temperatur masuk sebesar 224,6°F dengan suhu keluar 48,89°C. Pada akhir proses kondensasi didapatkan fluida dengan fasa gas dan cair. Fasa cair hasil kondensasi dikembalikan ke SNO-E-2203 sedangkan fasa gas yang mengandung H<sub>2</sub>S (1,78%), CO<sub>2</sub> (82,21%) dan H<sub>2</sub>O (5,4%) akan digunakan sebagai bahan baku pembuatan WSA.

### 2.3 Macam-Macam Air Cooled

*Air cooled heat exchanger* merupakan sebuah pesawat penukar panas yang memanfaatkan udara sebagai fluida pendingin. *Aircooled condenser* terdiri dari komponen utama *tube bundle* dan kipas (*fan*). Fluida panas di *aircooled condenser* mengalir melalui *tube bundle* dan fluida dingin (udara) mengalir di luar *tube* dengan bantuan *fan*. Berdasarkan tipenya *aircooled condenser* dibedakan menjadi *forced draft air cooled* dan *induced draft air cooled* seperti pada Gambar 2.3. *aircooled condenser* SNO-E-2208 adalah *aircooled condenser* dengan tipe *induced draft*.



**Gambar 2. 2 PFD Acid Gas Removal System**

### 2.3.1 Forced Draft Air Cooled

Forced draft air cooled merupakan *aircooled condenser* dimana letak *fan* berada di bawah *tube bundle*. Keunggulan dari *aircooled condenser* tipe ini adalah:

- Akses untuk perawatan baik perawatan *fan* maupun *bundle* mudah dijangkau
- Memerlukan daya yang lebih kecil karena *fan* berada pada suhu sekeliling
- Pada iklim dingin, mudah beradaptasi untuk resirkulasi udara hangat.

Kelemahan forced draft air cooled adalah:

- Distribusi temperatur yang buruk.
- Kemungkinan terjadinya aliran udara panas balik besar.
- Posisi *tube bundle* yang langsung terpapar ke lingkungan dapat mengakibatkan perpindahan panas di sisi *tube* terganggu.

### 2.3.2 Induced Draft Air Cooled

Induced draft air cooled merupakan aircooled condenser dimana letak fan berada di atas tube bundle. Keunggulan dari aircooled condenser tipe ini adalah:

- Distribusi udara yang melalui *tube bundle* lebih baik dibanding tipe *forced draft*
- Kemungkinan terjadinya resirkulasi balik dari udara panas kembali ke udara dingin rendah
- Efek dari radiasi matahari, hujan maupun efek lingkungan lain lebih rendah karena *tube bundle* terlindungi

Kelebihan induced draft air cooled adalah:

- Membutuhkan daya yang besar karena kipas (*fan*) terletak di sisi udara panas
- Suhu dari udara hasil proses pendinginan maksimal  $200^{\circ}\text{F}$  untuk mencegah kerusakan kipas, *bearing*, *V-belt*, maupun komponen mekanik lain yang terdapat pada sisi aliran panas
- Untuk perawatan komponen kipas (*fan*) lebih susah karena terletak di atas dan di sisi udara panas
- Temperatur maksimum dari sisi masuk fluida panas maksimal  $350^{\circ}\text{F}$

### 2.4 Bagian Air Cooled



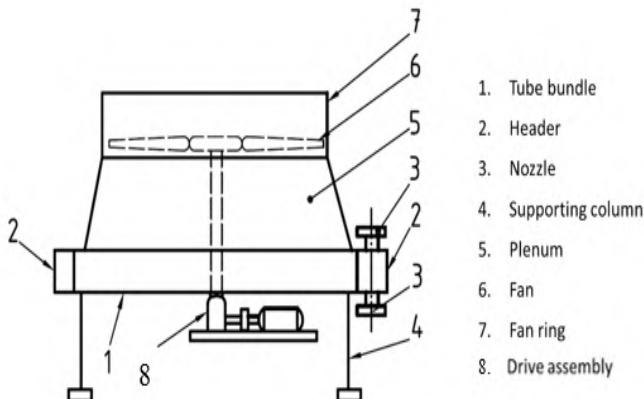
**Gambar 2. 3 (a) Forced draft air cooled (b) Induced draft air cooled**

*Air cooled* terdiri dari beberapa komponen utama. Komponen tersebut dapat dilihat pada Gambar 2.4. *Tube bundle* terdiri dari serangkaian *tube* yang tersusun secara *alligned* atau *staggered*. *Header* merupakan tempat masuk atau keluaranya fluida dari *tube*. *Fan* (kipas) berfungsi meningkatkan kecepatan dan laju alir massa udara sebagai fluida pendingin. Posisi kipas *induced draft air cooled* berada di atas *tube bundle*. Posisi kipas yang berada di atas *tube bundle* juga berfungsi untuk menyerap aliran udara panas sehingga mengurangi resiko kembalinya aliran udara panas pada *tube bundle*. *Plenum* berfungsi untuk melindungi *tube bundle* dari gangguan lingkungan sekitar seperti panas ataupun hujan.

Kipas pada *air cooled condenser* adalah *auto adjustment fan*. *Auto adjustment fan* memiliki arti bahwa sudut *blade fan* dapat diubah-ubah secara otomatis. Perubahan sudut *fan* mengakibatkan laju alir massa dan kecepatan udara berubah.

## 2.5 Analisis Penurunan Performa Air Cooled

### 2.5.1 Kesetimbangan Massa dan Energi Pada Air Cooled



**Gambar 2. 4 Induced draft air cooled condenser**

*Air cooled condenser* terdiri dari *tube banks* yang memiliki jumlah *tube* 347 buah dengan panjang masing-masing 35,47 ft. Kesetimbangna massa dari *tube banks* diilustrasikan pada Gambar 2.5.

$$\frac{dm_{cv}}{dt} = \sum \dot{m}_i - \sum \dot{m}_o \quad (2.1)$$

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \sum E_i - \sum E_o \quad (2.2)$$

Sistem diasumsikan dalam keadaan tunak sehingga semua properti pada sistem tidak berubah terhadap waktu sehingga mengakibatkan  $\frac{d\dot{m}_{cv}}{dt} = 0$  dan  $\frac{dE_{cv}}{dt} = 0$ .

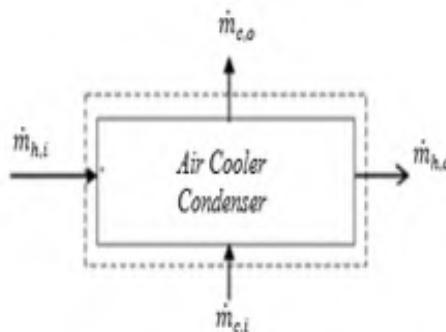
$$\sum \dot{m}_i = \sum \dot{m}_o \quad (2.3)$$

$$\dot{m}_{h,i} + \dot{m}_{c,i} = \dot{m}_{h,o} + \dot{m}_{c,o} \quad (2.4)$$

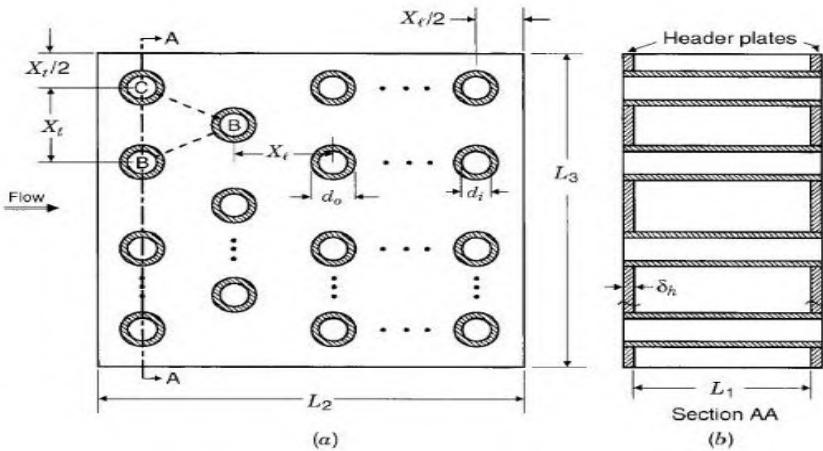
Indeks c,h,i,o berturut turut menunjukkan *cold, hot, in, out* dengan  $\dot{m}$  = laju alir massa (lb/jam)

### 2.5.2 Perhitungan Luasan Air Cooled Heat Exchanger

*Air cooled heat exchanger* dengan susunan *tube* berbentuk *finned tube* memiliki beberapa macam luasan. Dalam perhitungan untuk menentukan *effectiveness* diperlukan luasan minimal ( $A_{min}$ ), *frontal area* ( $A_{fr}$ ), *unfinned area* ( $A_u$ ) , *finned area* ( $A_f$ ),



Gambar 2. 5 Kesetimbangan massa pada air cooled condenser



**Gambar 2. 6** Susunan tube banks pada air cooled condenser luasan total ( $A_t$ ), dan *inside area* ( $A_i$ ). Persamaan untuk mencari luasan-luasan tersebut dapat dilihat pada persamaan di bawah.

$$A_{min} = \left[ \left( \frac{L_3}{X_t} - 1 \right) c' + (X_t - d_o) - (d_e - d_o) \delta N_f \right] L_1 \quad (2.5)$$

$$2a' = (X_t - d_o) - (d_e - d_o) \delta N_f \quad (2.6)$$

$$b' = \left[ \left( \frac{X_t}{2} \right)^2 + X_l^2 \right]^{1/2} d_o - (d_e - d_o) \delta N_f \quad (2.7)$$

$$c' = 2a' \text{ jika } 2a' < 2b' \quad (2.8)$$

$$c' = 2b' \text{ jika } 2b' < 2a' \quad (2.9)$$

$$A_{fr} = L_2 L_3 \quad (2.10)$$

$$A_u = \left[ \pi d_o (L_1 - \delta N_f L_1) N_t \right] + \left( 2L_3 L_2 - \pi d_o^2 \frac{N_t}{4} \right) \quad (2.11)$$

$$A_f = \left[ \frac{2\pi(d_e^2 - d_o^2)}{4} + \pi d_e \delta \right] N_f L_1 N_t \quad (2.12)$$

$$A_t = A_f + A_u \quad (2.13)$$

$$A_i = \frac{\pi}{4} d_i^2 N_t \quad (2.14)$$

Keterangan       $d_e$  : Diameter *fin*

$d_i$  : Diameter dalam *tube*

$d_o$  : Diameter luar *tube*

$L_1$  : Panjang *tube*

$L_2$  : Panjang *header*

- $L_3$  : Tinggi *header*  
 $\delta$  : Tebal *fin*  
 $N_f$  : Jumlah *fin* tiap inch  
 $N_t$  : Jumlah *tube*  
 $X_t$  : Jarak antar tube searah transvesal

### 2.5.3 Konveksi Dalam *Tube Banks*

Perpindahan panas melalui *tube banks* banyak dijumpai dalam aplikasi dunia industri seperti *air cooled*. *Tube banks* memiliki dua macam susunan pipa, yaitu susunan secara *aligned* maupun susunan secara *staggered* yang dapat dilihat pada Gambar 2.7. Nilai  $X_L$ ,  $X_T$ ,  $d_o$ ,  $d_i$  berturut-turut adalah 2,625 ; 2,3125 ; 1 ; 0,87 inch.  $L_1$ ,  $L_2$ ,  $L_3$  secara berturut-turut menunjukkan panjang *header*, lebar *header* dan panjang *tube*. Nilai  $L_1$ ,  $L_2$ ,  $L_3$  secara berturut-turut adalah 7,125 inch, 113,375 inch dan 35,47 inch. Konfigurasi susunan pipa dipengaruhi oleh diameter *tube* ( $D$ ), jarak transvesal antar tube ( $X_T$ ), dan jarak longitudinal antar tube ( $X_L$ ).

*Aircooled condenser* memiliki tipe *extruded finned tube* dengan susunan secara *staggered*. *Tube banks* terdiri dari 7 baris dengan jumlah 50 atau 49 buah *tube* setiap baris. Panjang masing-masing *tube* adalah 35,47 ft dengan jumlah *fin* 10 buah setiap inch.

Koefisien perpindahan panas secara konveksi dari udara dengan kecepatan tertentu ke sisi *tube bank* susunan *staggerred* dapat diketahui melalui pendekatan analisa termal. Untuk aliran udara yang melintasi *tube banks* yang tersusun jumlah barisnya kurang dari 20( $N_L < 20$ ), **Zukauskas** merumuskan bahwa

$$Nu = C_1 \cdot C_2 \cdot Re^m \cdot Pr^{0,36} \cdot \left( \frac{Pr}{Pr_{rs}} \right)^{0,25} \quad (2. 15)$$

|            |           |  |
|------------|-----------|--|
| Keterangan | $Nu$      | = <i>Nusselt number</i>  |
|            | $Re$      | = <i>Reynolds Number</i>   |
|            | $Pr$      | = <i>Prandlt Number</i> yang dievaluasi pada temperatur fluida           |
|            | $Pr_{rs}$ | = <i>Prandlt Number</i> yang dievaluasi pada temperatur rata-rata fluida |

$C_1$  dan  $m$  dapat dilihat pada Tabel 2.1  
 $C_2$  pada Tabel 2.2.

*Reynolds number* merupakan bilangan tak berdimesi yang merupakan rasio antara gaya inersia dengan viskositas.

$$Re = \frac{V_{max} D_h}{\nu} \quad (2.16)$$

$$D_h = \frac{4L_1 A_{min}}{A_t} \quad (2.17)$$

dengan  $V_{max}$  = kecepatan maksimal fluida ( $\frac{\text{ft}}{\text{jam}}$ )

$D_h$  = diameter *hydraulic* (ft)

$\nu$  = viskositas kinematik ( $\frac{\text{m}^2}{\text{jam}}$ )

Koefisien perpindahan panas konveksi sisi udara dapat diketahui melalui persamaan

$$h_o = Nu \frac{k}{D_h} \quad (2.18)$$

dengan  $h_o$  = koefisien perpindahan panas konveksi sisi udara ( $\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{C}}$ )

$k$  = koefisien konduksi ( $\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{C}}$ )

Tabel 2.1 Konstanta untuk persamaan 2.15

| Konfigurasi                           | $Re_{D,max}$                  | $C$                   | $m$  |
|---------------------------------------|-------------------------------|-----------------------|------|
| <i>Staggered</i>                      | $10 - 10^2$                   | 0,90                  | 0,40 |
| <i>Staggered</i><br>$(S_T/S_L > 0,7)$ | $10^3 - 2 \cdot 10^3$         | 0,27                  | 0,63 |
| <i>Staggered</i><br>$(S_T/S_L < 2)$   | $10^3 - 2 \cdot 10^5$         | 0,35<br>$(S_T)^{1/5}$ | 0,60 |
| <i>Staggered</i><br>$(S_T/S_L > 2)$   | $10^3 - 2 \cdot 10^5$         | 0,40                  | 0,60 |
| <i>Staggered</i>                      | $2 \cdot 10^3 - 2 \cdot 10^6$ | 0,022                 | 0,84 |

Tabel 2.2 Faktor koreksi C2 untuk persamaan 2.15 untuk NL < 10

| N <sub>L</sub> | 1    | 2    | 3    | 4    | 5    |
|----------------|------|------|------|------|------|
| Aligned        | 0,64 | 0,80 | 0,87 | 0,90 | 0,92 |
| Staggered      | 0,68 | 0,75 | 0,83 | 0,89 | 0,92 |
|                | 6    | 7    | 8    | 9    |      |
| Aligned        | 0,94 | 0,96 | 0,98 | 0,99 |      |
| Staggered      | 0,95 | 0,97 | 0,98 | 0,99 |      |

### 2.5.4 Kondensasi Dalam *Tube* Horisontal

Kondensasi dalam *tube* horisontal dipengaruhi oleh beberapa faktor, diantaranya kecepatan fluida yang mengalir di dalam *tube*, fraksi massa uap (X) properti fluida. Untuk mengetahui bentuk aliran dalam *tube* digunakan persamaan 2.19 dan 2.20.

$$G = \frac{\dot{m}_h}{A_{min}} \quad (2.19)$$

$$j_g = \frac{X G}{[g_c d_i \rho_g (\rho_l - \rho_g)]^{0,5}} \quad (2.20)$$

Keterangan G : mass velocity  $\left( \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{hr}} \right)$

X : fraksi massa

$\rho_l$  : densitas cair  $\left( \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)$

$\rho_g$  : densitas gas  $\left( \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)$

Apabila nilai  $G > 1,5$  dan  $j_g > 1$  maka untuk menentukan koefisien konveksi yang terjadi dalam *tube* digunakan persamaan sebagai berikut

$$Nu_i = \frac{h_i d_i}{k_l} = Pr_l (Re_l)^{0,9} \left( \frac{F_1 X_{tt}}{F_2} \right) \quad (2.21)$$

Dengan  $X_{tt}$  = Martinelli parameter dan dihitung dengan persamaan 2.22

$h_i$  = Koefisien perpindahan panas konveksi dalam *tube*  $\left( \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{C}} \right)$

$$X_{tt} = \left(\frac{1-X}{X}\right)^{0,9} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{0,5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g}\right)^{0,1} \quad (2.22)$$

$$F_1 = \frac{0,15}{X_{tt}} + \frac{2,85}{X_{tt}^{0,476}} \quad (2.23)$$

$$F_2 = 5Pr_l + 5\ln[1 + Pr_l(0,0963Re_l^{0,585} - 1)] \quad (2.24)$$

### 2.5.5 Analisis Effectiveness Air Cooled Heat Exchanger

*Effectiveness* digunakan untuk menganalisa unjuk kerja dari alat penukar kalor. *Effectiveness air cooled heat exchanger* diperoleh dari persamaan 2.25.  $C_{min}$  yang merupakan nilai terkecil antara  $C_h$  dengan  $C_c$ .

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU) \quad (2.25)$$

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (2.26)$$

$$C_h = \dot{m}_h \times c_p h \quad (2.27)$$

$$C_c = \dot{m}_c \times c_p c \quad (2.28)$$

Tahanan termal dari *air cooled condenser* dapat dilihat pada Gambar 2.9 untuk menghitung nilai *overall heat transfer* digunakan persamaan 2.32.

$$R_t = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{R_{fi}}{h_i A_i} + R_w + \frac{R_{fo}}{h_o A_o} + \frac{1}{\eta_o h_o A_o} \quad (2.29)$$

$$U = \frac{1}{R_t A_t} \quad (2.30)$$

dengan :  $h_o$  : koefisien perpindahan panas konveksi udara  
 $\left(\frac{W}{m^2 \cdot C}\right)$

$A_o$  : luas permukaan *fin* ( $m^2$ )

$r_f$  : jari-jari *fin* (m)

$r_o$  : jari-jari luar *tube* (m)

$r_i$  : jari-jari dalam *tube* (m)

$k$  : koefisien konduksi bahan  $\left(\frac{W}{m \cdot C}\right)$

$L$  : panjang (m)

|         |  |
|---------|--|
| $h_i$   | : koefisien perpindahan panas konveksi fluida panas $\left(\frac{W}{m^2 \cdot C}\right)$ |
| $A_i$ , | : luas permukaan dalam <i>tube</i> ( $m^2$ )   |
| $R_t$   | : tahanan termal total   |
| $A_t$   | : luasan penampang totat ( $m^2$ )   |
| $U$     | : <i>overall heat transfer</i> $\left(\frac{W}{m^2 \cdot C}\right)$                      |

Nilai *pressure drop* sisi udara dapat dihitung melalui persamaan 2.25

$$\frac{\Delta P}{p_i} = \frac{G^2}{2g_c \rho_i p_i} \left[ f \frac{L}{r_h} \frac{\rho_i}{\rho_o} + 2 \left( \frac{\rho_i}{\rho_o} - 1 \right) \right] \quad (2.31)$$

|        |              |  |
|--------|--------------|--|
| dengan | : $\Delta P$ | : <i>pressure drop</i> sisi udara      |
|        | $p_i$        | : tekanan udara masuk                  |
|        | $g_c$        | : <i>specific gravity</i>              |
|        | $\rho_i$     | : densitas udara masuk                 |
|        | $\rho_o$     | : densitas udara keluar                |
|        | $r_h$        | : jari jari fin dari pusat <i>tube</i> |

Nilai *pressure drop* mempengaruhi *pumping power* ( $\mathcal{P}$ ). Semakin besar nilai *pressure drop* udara maka nilai *power fan* akan semakin besar sesuai persamaan 2.32

$$\mathcal{P} = \frac{\dot{m} \Delta P}{\rho} \quad (2.32)$$

## 2.6 Penelitian Terdahulu

### 2.6.1 Kamran Hirbodi , Mahmood Yaghoubi

Tahun 2013, Kamran Hirbodi dan Mahmood Yaghoubi melakukan penelitian yang berjudul “*Experimental Investigation of Natural Dehumidification Over an Annular Finned Tube*”. Penelitian ini mempelajari perpindahan panas melalui *horizontal annular finned tube* secara eksperimen. Percobaan dilakukan dengan variasi suhu udara sekeliling sebesar 25°C, 30°C dan 35°C, kelembaban relatif sebesar 40%, 50%, 60%, 70% dan temperatur *fin* sebesar 4°C, 6°C dan 8°C selama 420 menit setiap percobaan. Dari hasil penelitian didapatkan nilai *dew point temperature* dari

setiap variasi sudut, kelembaban relatif dan temperatur *fin* yang divariasiakan.

Tabel 2. 3 Variasi rata-rata laju perpindahan panas untuk perubahan temperatur sekeliling dan temperatur *fin* 1°C dan kelembaban udara 1%

| Temperatur sekeliling | Kelembaban relatif | Temperatur <i>fin</i> |
|-----------------------|--------------------|-----------------------|
| 9,4%                  | 1,5%               | 6,5%                  |

Hasil yang didapatkan pada penelitian ini, dengan dilakukan variasi temperatur sekeliling dan temperatur *fin* akan menghasilkan perbedaan temperatur ( $\Delta T$ ) yang berbeda-beda. Gambar 2.10 menunjukkan dengan kenaikan kelembaban relatif untuk ( $\Delta T$ ) konstan akan meningkatkan laju perpindahan panas (*heat transfer rate*). Gambar 2.10 juga menjelaskan bahwa semakin besar nilai ( $\Delta T$ ) pada kelembaban relatif yang sama menghasilkan laju perpindahan panas yang lebih besar. Tabel 2.3 menunjukkan bahwa parameter yang paling mempengaruhi laju perpindahan panas adalah suhu udara sekeliling. Dengan kelembaban relatif dan temperatur *fin* konstan, dengan kenaikan suhu udara sekeliling sebesar 1°C maka laju perpindahan panas akan meningkat sebesar 9,4 %.

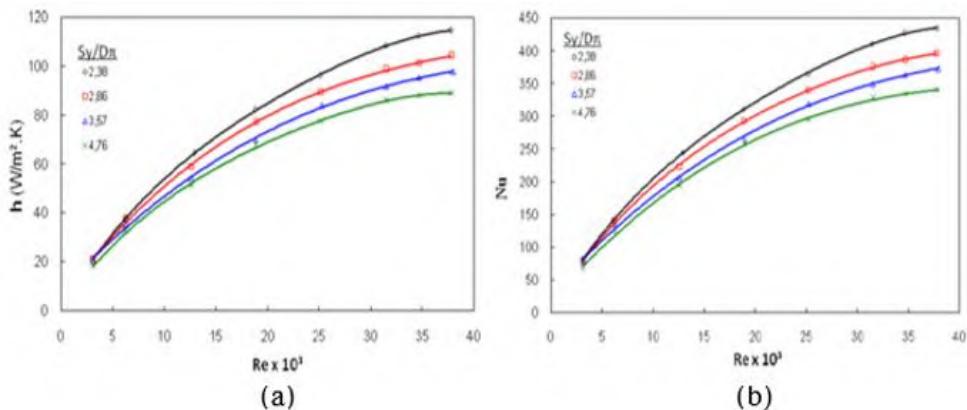
### 2.6.2 Akhyar Wahyu Rokhadi

Akhyar Wahyu Rokhadi pada 2010 melakukan penelitian berjudul “Pengujian Karakteristik Perpindahan Panas Dan Penurunan Tekanan Dari Sirip - Sirip Pin Ellips Susunan Selang-Seling Dalam Saluran Segiempat”. Tujuan penelitian ini adalah mengetahui karakteristik perpindahan panas dan penurunan tekanan yang terjadi pada sirip-sirip pin elips susunan *staggered*. Penelitian dilakukan dengan variasi kecepatan aliran udara masuk dan jarak antar titik pusat sirip dalam arah aliran udara ( $S_y/D_\pi$ ) seperti pada tabel 2.4

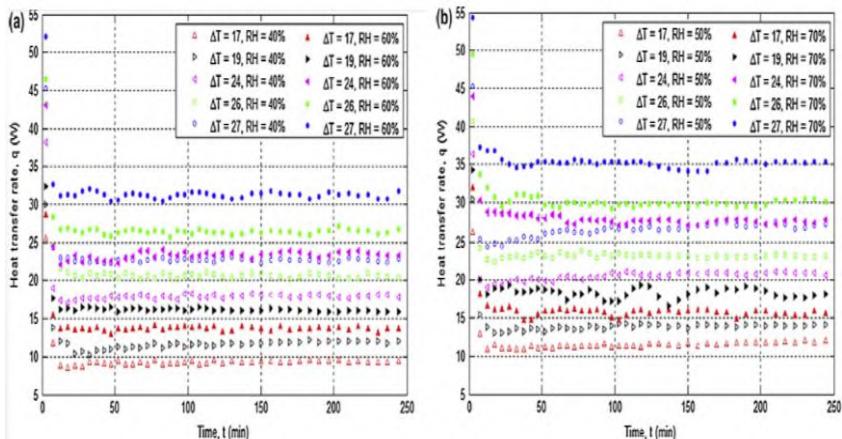
Tabel 2. 4 Spesifikasi spesimen penelitian

| Spesimen | $S_x$            | $S_y$   | Total sirip pin ( $N_f$ ) | $S_y/D_\pi$ |
|----------|------------------|---------|---------------------------|-------------|
| 1        | 37,5 mm          | 25 mm   | 25                        | 2,38        |
| 2        | 37,5 mm          | 30 mm   | 21                        | 2,86        |
| 3        | 37,5 mm          | 37,5 mm | 18                        | 3,57        |
| 4        | 37,5 mm          | 50 mm   | 14                        | 4,76        |
| 5        | Plat tanpa sirip |         | 0                         | 0           |

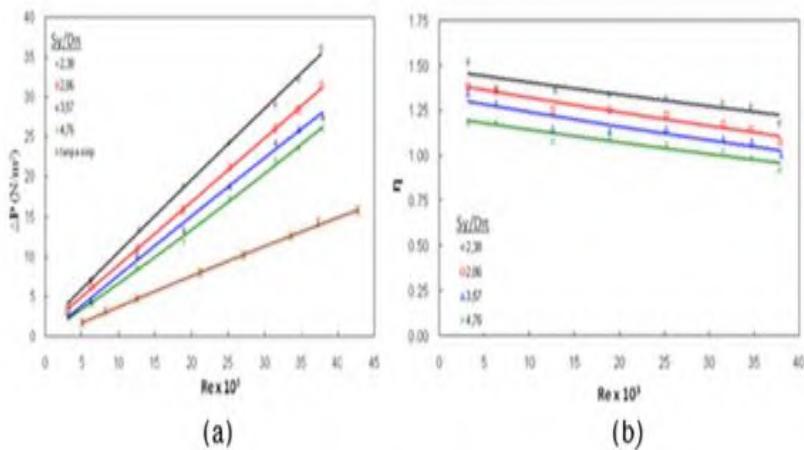
Hasil penelitian yang didapatkan dapat dilihat pada Gambar 2.11 dan Gambar 2.12. Gambar 2.11(a) menunjukkan dengan kenaikan bilangan *Reynolds* yang dipengaruhi oleh kecepatan udara meningkatkan nilai *Nusselt number* pada keseluruhan nilai  $S_y/D_\pi$ . Gambar 2.11(b) menunjukkan dengan kenaikan bilangan *Reynolds* meningkatkan nilai koefien perpindahan panas konveksi rata-rata pada keseluruhan nilai  $S_y/D_\pi$ . Gambar 2.12(a) menunjukkan bahwa penambahan sirip pin menyebabkan penurunan tekanan yang signifikan dibanding plat tanpa sirip. Hal ini disebabkan dengan semakin besar nilai  $S_y/D_\pi$ , maka jumlah sirip pin akan berkurang sehingga tahanan terhadap aliran udara semakin berkurang. Pada gambar 2.12(b) dengan  $S_y/D_\pi$  yang semakin kecil didapatkan unjuk kerja termal ( $\eta$ ) yang semakin besar.



**Gambar 2. 8** (a) Grafik bilangan Reynolds terhadap bilangan Nusselt pada  $Sy/D\pi = 3,57$       (b) Grafik bilangan Reynolds terhadap koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata pada  $Sy/D\pi = 3,57$



**Gambar 2. 9** Grafik pengaruh  $\Delta T$  terhadap laju perpindahan panas



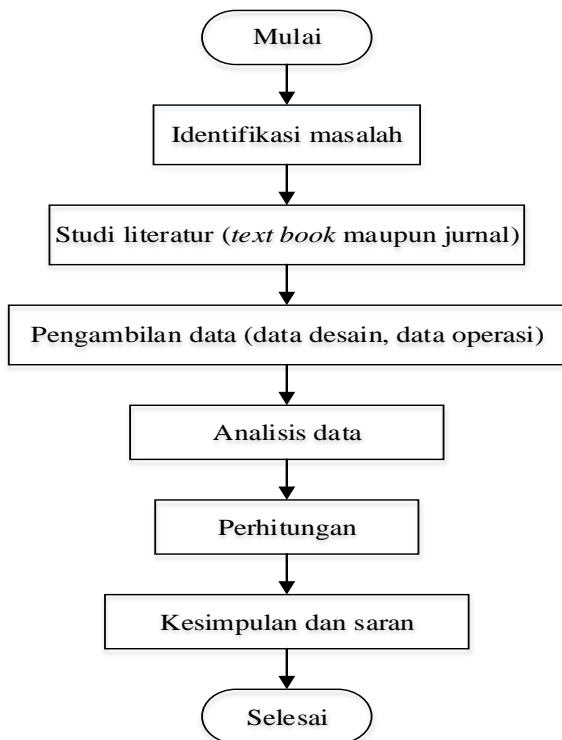
**Gambar 2. 10** (a) Grafik pengaruh bilangan Reynolds terhadap penurunan tekanan pada  $Sy/D\pi = 3,57$   
(b) Grafik pengaruh bilangan Reynolds terhadap unjuk kerja termal

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## BAB 3 METODOLOGI

Metodologi adalah kerangka dasar dari penyelesaian tugas akhir yang dibuat. Pada pembuatan tugas akhir, metodologi mencakup semua kegiatan yang dilaksanakan untuk memecahkan masalah atau proses analisis terhadap topik tugas akhir.

Kerangka berpikir yang digunakan dalam pembuatan tugas akhir dapat dilihat pada *flowchart* penelitian seperti Gambar 3.1.



**Gambar 3. 1** *Flowchart* penelitian tugas akhir

### 3.1 *Flowchart Penelitian*

Identifikasi masalah merupakan tahapan awal dari penentuan topik tugas akhir. Proses pengidentifikasi masalah ditentukan dengan melihat kondisi proses secara keseluruhan yang terjadi pada *Central Processing Plant* (CPP) Senoro, Sulawesi Tengah. Dari hasil pengenalan proses pada CPP Senoro maka ditetapkan suatu peralatan yang beroperasi tidak sesuai desain untuk diangkat menjadi topik tugas akhir. Permasalahan yang diangkat dalam tugas akhir ini adalah analisa performa *air cooled condenser* SNO-E-2208 *Joint Operating Body* Pertamina-Medco E&P Tomori Sulawesi.

Studi literatur dilaksanakan dengan tujuan untuk menambah wawasan dan pengetahuan mengenai topik yang diangkat pada tugas akhir. Adapun studi literatur berasal dari *textbook*, *manual book operation*, jurnal ilmiah maupun dari sumber internet yang terpercaya.

Pengambilan data dilakukan pada *air cooled condenser* SNO-E-2208 *Joint Operating Body* Pertamina-Medco E&P Tomori Sulawesi selama 9 hari berturut turut. Data yang diambil adalah data operasi yang terdiri dari temperatur operasi dari *air cooled condenser* SNO-E-2208. Selain dari data operasi diperlukan juga data desain dari *air cooled condenser* SNO-E-2208 yang mencangkup *process flow diagram*, *mass heat balance*, PnID, dan *drawing equipment*.

Perhitungan yang akan dilakukan adalah perhitungan berdasarkan analisis termal termodynamika. Perhitungan bertujuan untuk mengetahui penyebab terjadinya penurunan performa *air cooled condenser* SNO-E-2208. Perhitungan melibatkan kondisi operasi dan data desain. Perhitungan performa juga dilakukan dengan menggunakan variasi sudut kipas (*fan*) untuk mengetahui pengaruhnya terhadap performa *air cooled condenser* SNO-E-2208.

Dari perhitungan diperoleh sejumlah data yang kemudian dianalisis. Analisis ini akan mencangkup kajian penyebab penurunan performa. Penurunan performa akan dianalisis melalui

perbandingan efektifitas ( $\epsilon$ ) terhadap variasi sudut *fan* dan pengaruh sudut *fan* terhadap koefisien konveksi.

Kesimpulan dan saran dari tugas akhir ini berupa jawaban dari masalah masalah yang dianalisis. Dari jawaban permasalahan tersebut maka timbul saran agar untuk meningkatkan performa dari *air cooled condenser* SNO-E-2208.

### 3.2 Objek Penelitian

Objek penelitian pada tugas akhir kali ini adalah *air cooled condenser* SNO-E-2208 yang digunakan untuk mengkondensasi H<sub>2</sub>S. Jenis *air cooled condenser* yang digunakan pada *Joint Operating Body* Pertamina-Medco Tomori adalah *induced draft air cooled* dengan skema pada Gambar 3.2. Spesifikasi *air cooled condenser* dicantumkan pada tabel 3.1 dan data operasional terlampir.

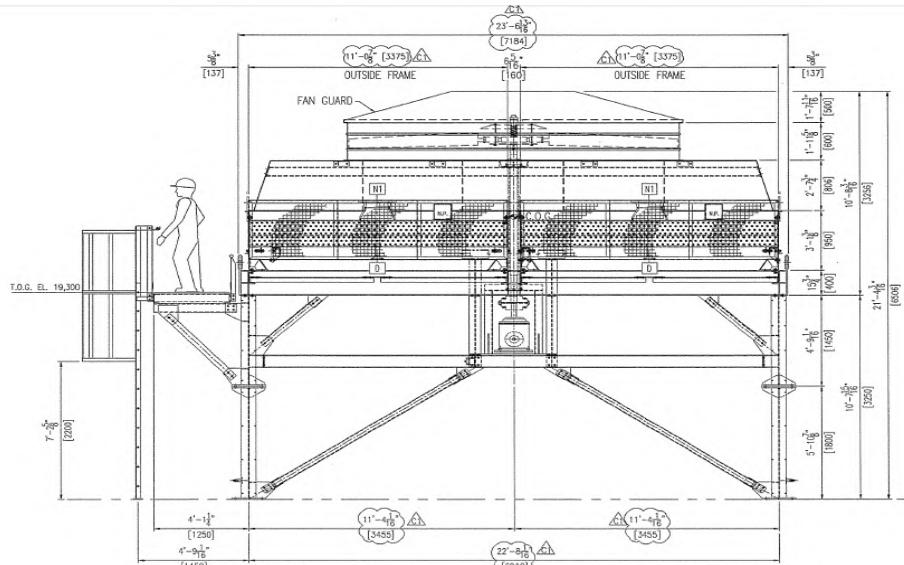
Tabel 3.1 Spesifikasi *air cooled condenser*

|                                |                                 |
|--------------------------------|---------------------------------|
| Tipe                           | <i>Induced draft air cooled</i> |
| Buatan                         | PT. Heat Exchanger Indonesia    |
| Ukuran bay (P x L)             | 45,93 ft x 25,75 ft             |
| Total <i>fan</i>               | 2                               |
| <i>Heat exchanged</i> per unit | (20,51 x 1,1) MMBtu             |
| Total row                      | 7                               |
| Susunan tube                   | <i>Staggered</i>                |
| Jumlah tube per row            | 49/51                           |
| Total tube                     | 347                             |
| Temperatur fluida panas masuk  | 224,6 °F                        |
| Temperatur fluida panas keluar | 120 °F (48,89°C)                |
| Temperatur udara masuk         | 100 °F                          |
| Temperatur udara keluar        | 144,3 °F                        |
| Sudut <i>fan blade</i>         | 22°                             |
| Laju alir massa fluida panas   | (65.238 x 1,1)lb/hr             |
| Laju alir massa udara per      | 4.231.656 lb/hr                 |
| Kecepatan fluida panas masuk   | 34,66 ft/s                      |

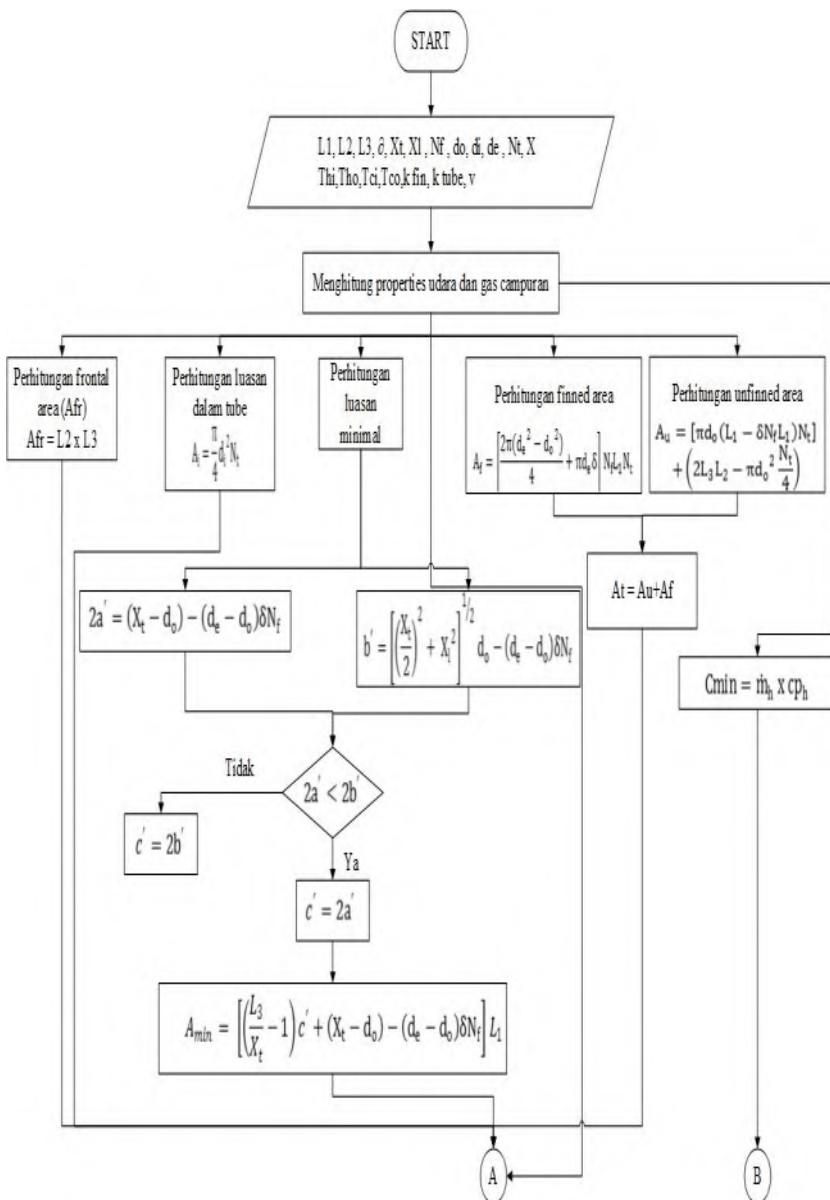
|                                      |             |
|--------------------------------------|-------------|
| Kecepatan udara masuk per <i>fan</i> | 10,081 ft/s |
|--------------------------------------|-------------|

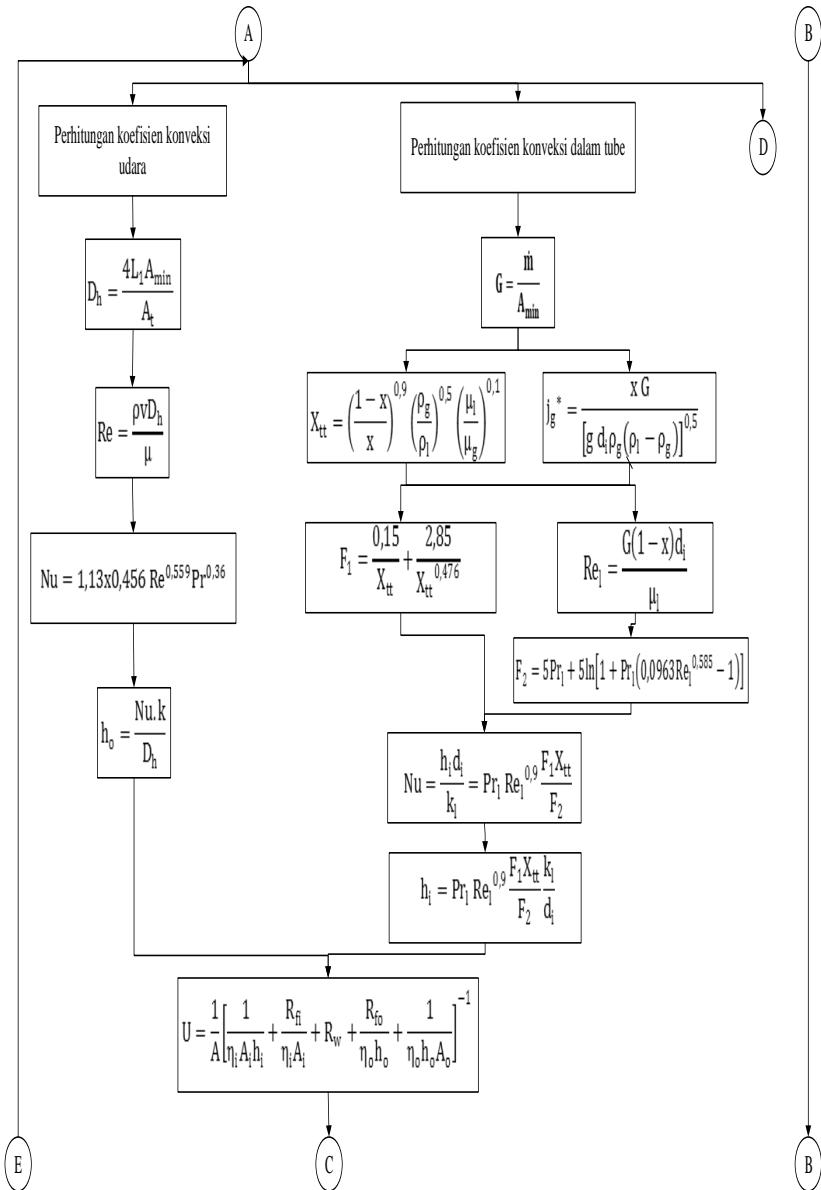
### 3.3 Flowchart Perhitungan

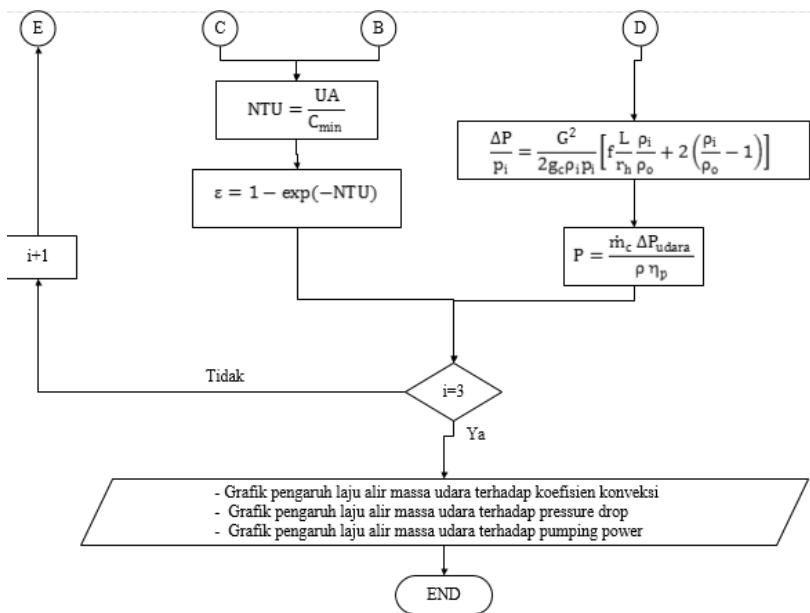
Langkah-langkah dalam perhitungan performa *air cooled condenser* SNO-E-2208 dapat dilihat pada *flowchart* pada Gambar 3.3



Gambar 3. 2 Skema *air cooled condenser*







**Gambar 3. 3 Flowchart perhitungan**

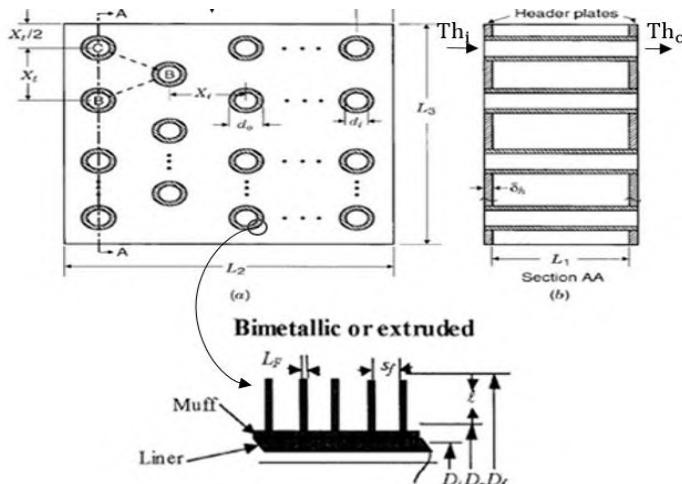
*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## BAB 4

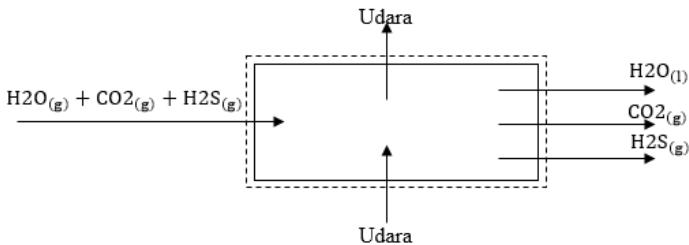
### ANALISIS DAN PEMBAHASAN

#### 4.1 Data Operasi Air Cooled Heat Exchanger

*Air cooled heat exchanger* merupakan alat penukar panas jenik kompak yang digunakan untuk mengkondensasi CO<sub>2</sub> dan H<sub>2</sub>S. *Air cooled heat exchanger* pada JOB Pertamina-Medco Tomori didesain dengan kondisi operasi fluida panas masuk dengan suhu 224,6°F dan suhu keluar 48,89°C menggunakan fluida pendingin berupa udara dengan suhu masuk udara sebesar 100°F. Kondisi operasi yang terjadi di JOB Pertamina-Medco saat ini adalah suhu keluar fluida panas melebihi suhu desain yang diinginkan. Dalam upaya untuk mengetahui laju perpindahan panas pada *air cooled heat exchanger* maka dilakukanlah analisis pada tugas akhir ini. Tugas akhir ini diharapkan dapat menghasilkan analisis thermal laju perpindahan panas pada *air cooled heat exchanger* jika dilakukan variasi terhadap besarnya



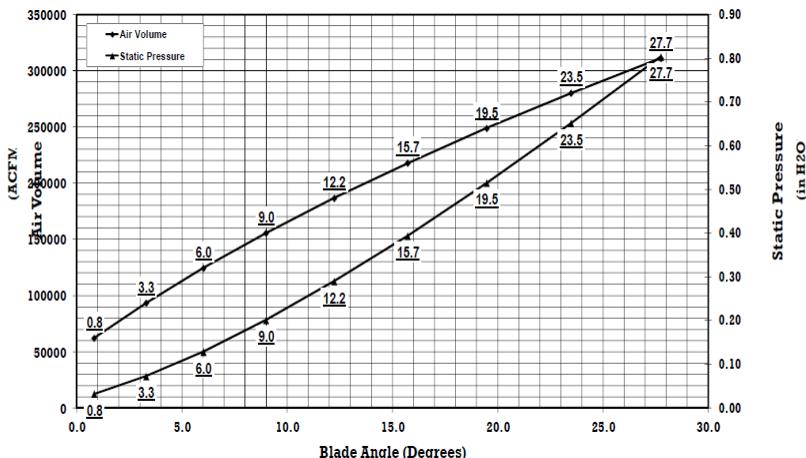
Gambar 4. 1 Sketsa *air cooled heat exchanger*



**Gambar 4. 2** Aliran pada *air cooled heat exchanger*

laju alir masa udara sehingga didapatkan nilai  $\text{Tho}$  sesuai desain. Pengambilan data operasi dilakukan selama 9 hari berturut-turut. Pengambilan data dilaksanakan pada 1 Februari 2016 sampai 9 Februari 2016. Data yang diperoleh dapat dilihat pada tabel 4.1 skema gambar seperti pada Gambar 4.1 dan Gambar 4.2.

Variasi laju alir massa udara pada *air cooled heat exchanger* diperoleh dari perubahan sudut fan ( $\alpha$ ). *Fan* pada *air cooled heat exchanger* merupakan tipe *adjustable fan*. Hubungan antara besar



**Gambar 4. 3** Hubungan besar sudut fan terhadap laju alir massa udara

sudut *fan* dengan besarnya laju alir massa udara yang masuk dapat dilihat pada Gambar 4.3.

Tabel 4. 1 Data dimensi dan operasi *air cooled heat exchanger*

| Data Dimensi |         |          | Data Operasi  |             |             |             |
|--------------|---------|----------|---------------|-------------|-------------|-------------|
|              | inch    | ft       | Tanggal       | Thi<br>(°C) | Tho<br>(°C) | Tci<br>(°C) |
| L1           | 425,160 | 35,430   | 1 Feb<br>2016 | 139,68      | 56,82       | 36,41       |
| L2           | 130,875 | 10,906   | 2 Feb<br>2016 | 114,80      | 56,15       | 34,02       |
| L3           | 17      | 1,417    | 3 Feb<br>2016 | 114,78      | 55,40       | 34,17       |
| $\delta$     | 0,02    | 0,0017   | 4 Feb<br>2016 | 114,79      | 56,01       | 35,05       |
| Xt           | 2,312   | 0,193    | 5 Feb<br>2016 | 114,71      | 54,45       | 34,67       |
| Xl           | 2,625   | 0,219    | 6 Feb<br>2016 | 114,66      | 52,52       | 34,17       |
| do           | 1       | 0,083    | 7 Feb<br>2016 | 114,62      | 52,73       | 33,54       |
| di           | 0,87    | 0,0725   | 8 Feb<br>2016 | 114,71      | 55,06       | 32,75       |
| de           | 2,25    | 0,1875   | 9 Feb<br>2016 | 115,01      | 57,34       | 33,54       |
| Nf           | 10      | fin/inch |               |             |             |             |
| Nt           | 347     |          |               |             |             |             |

## 4.2 Contoh Perhitungan

- **Data sifat fluida kerja**

Fluida kerja dalam *tube* pada *air cooled heat exchanger* berupa gas campuran dengan data sifat fluida dievaluasi pada *bulk temperature*. Data sifat fluida dalam *tube* maupun udara dapat dilihat pada Tabel 4.2. Fluida pendingin dievaluasi pada *bulk temperature*.

Tabel 4. 2 Data thermal fluida

|  | Fluida Panas           | Udara                 |
|--|------------------------|-----------------------|
| Temperatur masuk (°C)                          | 107                    | 37,78                 |
| Temperatur keluar (°C)                         | 161,13                 | 179,74                |
| <i>Density liquid</i> (kg/m <sup>3</sup> )     | 924,312                |                       |
| <i>Density gas</i> (kg/m <sup>3</sup> )        | 2,419                  | 1,084                 |
| <i>Viskositas liquid</i> (N.s/m <sup>2</sup> ) | 1,407.10 <sup>-4</sup> | 1,96.10 <sup>-5</sup> |
| <i>Viskositas gas</i> (N.s/m <sup>2</sup> )    | 6,201.10 <sup>-6</sup> | 1,008                 |
| Spesifik panas (kJ/kg.K)                       | 4,355                  | 0,028                 |
| Bilangan Prandlt                               | 0,908                  | 0,704                 |

- **Data luasan *air cooled heat exchanger***

Luasan *air cooled heat exchanger* dihitung secara manual seperti terlampir pada lampiran. Hasil akhir perhitungan luasan dapat dilihat pada Tabel 4.3

Tabel 4. 3 Data luasan *air cooled heat exchanger*

|   |                               |                           |
|---|-------------------------------|---------------------------|
| Luasan minimal<br>(A <sub>min</sub> )       | 3320,844 in <sup>2</sup>      | 23,061 ft <sup>2</sup>    |
| Luasan frontal<br>(A <sub>fr</sub> )        | 2224,875 in <sup>2</sup>      | 15,451 ft <sup>2</sup>    |
| Luas tanpa fin (A <sub>u</sub> )            | 374.501,626 in <sup>2</sup>   | 2600,706 ft <sup>2</sup>  |
| Luas dengan fin<br>(A <sub>f</sub> )        | 9.618.141,604 in <sup>2</sup> | 66.792,65 ft <sup>2</sup> |
| Luas total (A <sub>t</sub> )                | 999.267,264 in <sup>2</sup>   | 6.939,356 ft <sup>2</sup> |
| Luas dalam <i>tube</i><br>(A <sub>i</sub> ) | 115.811,424 in <sup>2</sup>   | 804,246 ft <sup>2</sup>   |

- Perhitungan koefisien konveksi udara

Koefisien konveksi sisi udara dihitung menggunakan persamaan 2.11. Contoh perhitungan koefisien konveksi udara dapat dilihat sebagai berikut.

$$D_h = \frac{4L_1 A_{min}}{A_t}$$

$$D_h = \frac{4 \left( 425,160 \text{ inch} \left| \frac{1 \text{ ft}}{12 \text{ inch}} \right| \right) 23,061 \text{ ft}^2}{6.939,356 \text{ ft}^2} = 0,047 \text{ ft}$$

$$Re = \frac{\rho v D_h}{\mu}$$

$$Re = \frac{(0,068 \text{ lb/ft}^3)(1274,09 \text{ ft/hr})(0,047 \text{ ft})}{0,047 \text{ lbm/ft.hr}} = 85,843$$

$$Nu = 1,13 \times 0,456 Re^{0,559} Pr^{0,36}$$

$$Nu = 1,13 \times 0,456 (85,843)^{0,559} (0,704)^{0,36} = 5,486$$

$$h_o = \frac{Nu \cdot k}{D_h}$$

$$h_o = \frac{5,486 (0,016 \text{ Btu/hr.ft.F})}{0,047 \text{ ft}}$$

$$h_o = 1,886 \frac{\text{Btu}}{\text{hr.ft}^2.\text{F}} \left| \frac{1 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}}{0,17611 \frac{\text{Btu}}{\text{hr.ft}^2.\text{F}}} \right| = 10,708 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

- Perhitungan *pressure drop* sisi udara

$$\Delta P_{udara} = \frac{G^2}{2\rho_i} \left[ f \frac{A_t}{A_{min}} \frac{\rho_i}{\rho_o} + (1 + \sigma^2) + \left( \frac{\rho_i}{\rho_o} - 1 \right) \right]$$

$$G = \frac{\rho v_{max} A_{fr}}{A_{min}}$$

$$G = \frac{(0,068 \text{ lb/ft}^3)(1274,09 \text{ ft/hr})(15,451 \text{ ft}^2)}{23,061 \text{ ft}^2}$$

$$\mathbf{G = 57,771 \text{ lb/ft}^2.\text{hr}}$$

$$\Delta P_{\text{udara}} = \frac{\left(57,771 \frac{\text{lb}}{\text{hr} \cdot \text{ft}^2}\right)^2}{2 \left(0,07 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3}\right)} \left[ 0,07 \left( \frac{6,939,356 \text{ ft}^2}{23,061 \text{ ft}^2} \right) \left( \frac{0,07 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3}}{0,065 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3}} \right) \right.$$

$$\left. + (1 + 1,493^2) + \left( \frac{0,07 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3}}{0,065 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3}} - 1 \right) \right]$$

$$\Delta P_{\text{udara}} = 5.199.625,101 \frac{\text{lb}}{\text{ft} \cdot \text{hr}^2} \left| \frac{1,149 \cdot 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}^2}}{\frac{\text{lb}}{\text{ft} \cdot \text{hr}^2}} \right| \left| \frac{1 \text{ Pa}}{1 \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}^2}} \right|$$

$$= \mathbf{5.974,369 \text{ Pa}}$$

- Perhitungan *power*

$$P = \frac{\dot{m}_c \Delta P_{\text{udara}}}{\rho \eta_p}$$

$$P = \frac{\left(1135000 \frac{\text{lb}}{\text{hr}}\right) \left(5.199.625,101 \frac{\text{lb}}{\text{ft} \cdot \text{hr}^2}\right)}{0,85 \left(0,068 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3}\right)} \left| \frac{9,04 \frac{\text{kg} \cdot \text{m}^2}{\text{s}^3}}{1 \frac{\text{lb} \cdot \text{ft}^2}{\text{hr}^3}} \right| \left| \frac{1 \text{ W}}{1 \frac{\text{kg} \cdot \text{m}^2}{\text{s}^3}} \right| \left| \frac{1 \text{ kW}}{100 \text{ W}} \right|$$

$$P = \mathbf{30,436 \text{ kW}}$$

- Perhitungan koefisien konveksi gas campuran

$$G = \frac{\dot{m}}{A_{\min}}$$

$$G = \frac{65.238 \text{ lb/hr}}{23,061 \text{ ft}^2} = \mathbf{2.828,881 \frac{\text{lb/hr}}{\text{ft}^2}}$$

$$j_g^* = \frac{x G}{[g d_i \rho_g (\rho_l - \rho_g)]^{0,5}}$$

$$j_g^* = \frac{0,724 \left( 32,185 \text{ ft/s}^2 \right)}{\left[ \left( 32,185 \text{ ft/s}^2 \right) (0,0725 \text{ ft}) \left( 0,151 \text{ lb/ft}^3 \right) (58,829 - 0,151) \text{ lb/ft}^3 \right]^{0,5}}$$

$$j_g^* = 450,443 \text{ ft}^3/\text{lb.s}$$

$$X_{tt} = \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \left( \frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0,5} \left( \frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^{0,1}$$

$$X_{tt} = \left( \frac{1-0,724}{0,724} \right)^{0,9} \left( \frac{0,151 \text{ lb/ft}^3}{58,829 \text{ lb/ft}^3} \right)^{0,5} \left( \frac{0,340 \text{ lbm/ft.hr}}{0,015 \text{ lbm/ft.hr}} \right)^{0,1}$$

$$= 0,029$$

Dengan  $j_g^* > 1,5$  dan  $X_{tt} < 1$  maka aliran dalam tube adalah ***mist and annular***

$$Nu = \frac{h_i d_i}{k_l} = Pr_l Re_l^{0,9} \frac{F_1 X_{tt}}{F_2}$$

$$F_1 = \frac{0,15}{X_{tt}} + \frac{2,85}{X_{tt}^{0,476}}$$

$$F_1 = \frac{0,15}{0,029} + \frac{2,85}{0,029^{0,476}} = 20,518$$

$$Re_l = \frac{G(1-x)d_i}{\mu_l}$$

$$Re_l = \frac{2,828,881 \text{ lb/hr.ft}^2 (1-0,724) 0,0725 \text{ ft}}{0,340 \text{ lbm/ft.hr}} = 166,245$$

$$F_2 = 5Pr_l + 5\ln[1 + Pr_l(0,0963Re_l^{0,585} - 1)]$$

$$F_2 = 5(0,908) + 5\ln[1 + 0,908(0,0963(166,245)^{0,585} - 1)]$$

$$= 7,57$$

$$h_i = Pr_l Re_l^{0,9} \frac{F_1 X_{tt} k_l}{F_2 d_i}$$

$$h_i = 0,908(166,245)^{0,9} \frac{20,518(0,029)}{7,57} \frac{0,39}{0,0725} \frac{\text{Btu}/\text{hr.ft.F}}{\text{ft}}$$

$$h_i = 2429,677 \frac{\text{Btu}}{\text{hr.ft}^2.\text{F}} \left| \begin{array}{l} 1 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \\ 0,17611 \frac{\text{Btu}}{\text{hr.ft}^2.\text{F}} \end{array} \right|$$

$$= \mathbf{13.796,363} \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

- Perhitungan *Effectiveness*

$$\epsilon = 1 - \exp(-\text{NTU})$$

$$\text{NTU} = \frac{UA}{C_{\min}} = \frac{1}{A} \left[ \frac{1}{\eta_i A_i h_i} + \frac{R_{fi}}{\eta_i A_i} + R_w + \frac{R_{fo}}{\eta_o h_o} \right. \\ \left. + \frac{1}{\eta_o h_o A_o} \right]^{-1} \frac{A}{C_{\min}}$$

$$\text{NTU} = \frac{1}{C_{\min}} \left[ \frac{1}{\eta_i A_i h_i} + \frac{R_{fi}}{\eta_i A_i} + R_w + \frac{R_{fo}}{\eta_o h_o} + \frac{1}{\eta_o h_o A_o} \right]^{-1}$$

$$\text{NTU} = \frac{1}{67.847,52 \frac{\text{Btu}}{\text{hr.F}}} \left[ \frac{1}{804,246 \text{ft}^2 \left( 2429,677 \frac{\text{Btu}}{\text{hr.ft}^2.\text{F}} \right)} + \frac{0,002 \frac{\text{ft}^2.\text{hr.F}}{\text{Btu}}}{804,246 \text{ft}^2} \right. \\ \left. + 7,72 \cdot 10^{-5} \frac{\text{hr.F}}{\text{Btu}} + \frac{0,002 \frac{\text{ft}^2.\text{hr.F}}{\text{Btu}}}{0,875 \left( 2,554 \frac{\text{Btu}}{\text{hr.ft}^2.\text{oF}} \right)} \right]^{-1}$$

$$+ \frac{1}{0,875 \left( 0,316 \frac{\text{Btu}}{\text{hr.ft}^2.\text{oF}} \right) (66.792,65 \text{ft}^2)} \right]$$

$$\text{NTU} = 2,053$$

$$\epsilon = 1 - \exp(-2,053)$$

$$\epsilon = \mathbf{0,802}$$

- Perhitungan suhu keluar udara (T<sub>co</sub>)

Nilai temperatur keluar udara dapat dihitung dari nilai *effectiveness* yang telah diperoleh seperti berikut

$$\varepsilon = \frac{(\dot{m} \cdot cp)_u (T_{co} - T_{ci})}{(\dot{m} \cdot cp)_{hot} (T_{hi} - T_{ci})}$$

$$T_{co} = T_{ci} + \varepsilon \frac{(\dot{m} \cdot cp)_{hot} (T_{hi} - T_{ci})}{(\dot{m} \cdot cp)_u}$$

$$T_{co} = 100^{\circ}\text{F} + 0,802 \frac{(65,238 \frac{\text{lb}}{\text{hr}} \cdot 0,35 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}^{\circ}\text{F}})(224,6 - 100)^{\circ}\text{F}}{(1,125,000 \frac{\text{lb}}{\text{hr}} \cdot 0,24 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}^{\circ}\text{F}})}$$

$$T_{co} = 143,603^{\circ}\text{F} = 62,00^{\circ}\text{C}$$

- Perhitungan suhu keluar fluida panas setelah variasi (Tho)

Dengan nilai Tho=T4 maka nilai Tho dengan variasi laju alir massa udara sebesar 632.761 kg/hr sebagai berikut

$$\sum E_{in} = \sum E_{out}$$

$$(\dot{mc_p})_{H2O} T_1 - (\dot{mc_p})_{H2O} T_2 + (\dot{mh}_{fg})_{H2O} + (\dot{mc_p})_{H2O} T_3 - (\dot{mc_p})_{H2O} T_4$$

$$+ (\dot{mc_p})_{CO2} T_3 - (\dot{mc_p})_{CO2} T_4 + (\dot{mc_p})_{H2S} T_1$$

$$- (\dot{mc_p})_{H2S} T_4 = (\dot{mc_p})_{udara} T_{ci} - (\dot{mc_p})_{udara} T_{co}$$

$$T_1 [(\dot{mc_p})_{H2O} + (\dot{mc_p})_{H2S} + (\dot{mc_p})_{CO2}] - (\dot{mc_p})_{H2O} T_2 + (\dot{mh}_{fg})_{H2O}$$

$$+ T_3 (\dot{mc_p})_{H2O} - T_4 [(\dot{mc_p})_{H2O} + (\dot{mc_p})_{CO2} + (\dot{mc_p})_{H2S}]$$

$$= (\dot{mc_p})_{udara} T_{ci} - (\dot{mc_p})_{udara} T_{co}$$

$$T_4 = \frac{T_1 [(\dot{mc_p})_{H2O} + (\dot{mc_p})_{H2S} + (\dot{mc_p})_{CO2}] - (\dot{mc_p})_{H2O} T_2 + (\dot{mh}_{fg})_{H2O} + T_3 (\dot{mc_p})_{H2O}}{[(\dot{mc_p})_{H2O} + (\dot{mc_p})_{CO2} + (\dot{mc_p})_{H2S}]_4}$$

$$+ \frac{(\dot{mc_p})_{udara} T_{co} - (\dot{mc_p})_{udara} T_{ci}}{[(\dot{mc_p})_{H2O} + (\dot{mc_p})_{CO2} + (\dot{mc_p})_{H2S}]_4}$$

$$T_4 = 121,58 \text{ F} = 49,77^{\circ}\text{C}$$

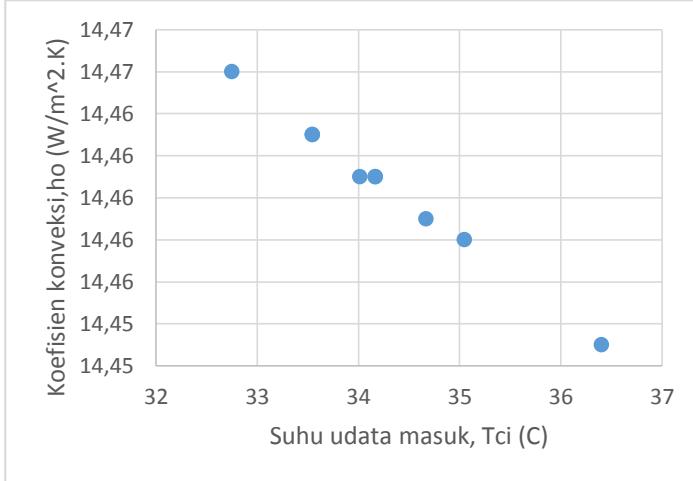
### 4.3 Pembahasan

Hasil perhitungan yang dilakukan pada kondisi aktual mendapatkan hasil berupa koefisien konveksi udara, *pressure drop* sisi udara, *pumping power*, koefisien konveksi dalam *tube*, dan *effectiveness*. Data hasil perhitungan aktual dapat dilihat pada Tabel 4.4 dan hasil perhitungan selengkapnya dapat dilihat pada lampiran.

Tabel 4. 4 Hasil perhitungan kondisi operasi

| Thi (°C) | Tho (°C) | Tci (°C) | Tco (°C) | $h_o$ ( $\frac{W}{m^2 K}$ ) | $\Delta P$ (Pa) |
|----------|----------|----------|----------|-----------------------------|-----------------|
| 139,68   | 57,89    | 36,41    | 63,14    | 14,453                      | 1835,03         |
| 114,80   | 57,38    | 34,02    | 58,81    | 14,461                      | 1841,87         |
| 114,78   | 56,61    | 34,17    | 59,06    | 14,461                      | 1841,44         |
| 114,79   | 57,17    | 35,05    | 59,85    | 14,458                      | 1838,91         |
| 114,71   | 55,62    | 34,67    | 59,68    | 14,459                      | 1840,01         |
| 114,66   | 53,70    | 34,17    | 59,43    | 14,461                      | 1841,44         |
| 114,62   | 53,96    | 33,54    | 58,78    | 14,463                      | 1843,22         |
| 114,71   | 56,37    | 32,75    | 57,68    | 14,466                      | 1845,50         |
| 115,01   | 58,61    | 33,54    | 58,19    | 14,463                      | 1843,22         |
| Thi (°C) | Tho (°C) | Tci (°C) | Tco (°C) | P (KW)                      | Effectivne ss   |
| 139,68   | 57,89    | 36,41    | 63,14    | 30,429                      | 0,802           |
| 114,80   | 57,38    | 34,02    | 58,81    | 30,431                      | 0,802           |
| 114,78   | 56,61    | 34,17    | 59,06    | 30,431                      | 0,802           |
| 114,79   | 57,17    | 35,05    | 59,85    | 30,430                      | 0,802           |
| 114,71   | 55,62    | 34,67    | 59,68    | 30,431                      | 0,802           |
| 114,66   | 53,70    | 34,17    | 59,43    | 30,431                      | 0,802           |
| 114,62   | 53,96    | 33,54    | 58,78    | 30,432                      | 0,802           |
| 114,71   | 56,37    | 32,75    | 57,68    | 30,432                      | 0,802           |
| 115,01   | 58,61    | 33,54    | 58,19    | 30,432                      | 0,802           |

### 4.3.1 Nilai Koefisien Konveksi, *Pressure Drop*, *Pumping Power*, Dan *Effectiveness* Pada Kondisi Operasi

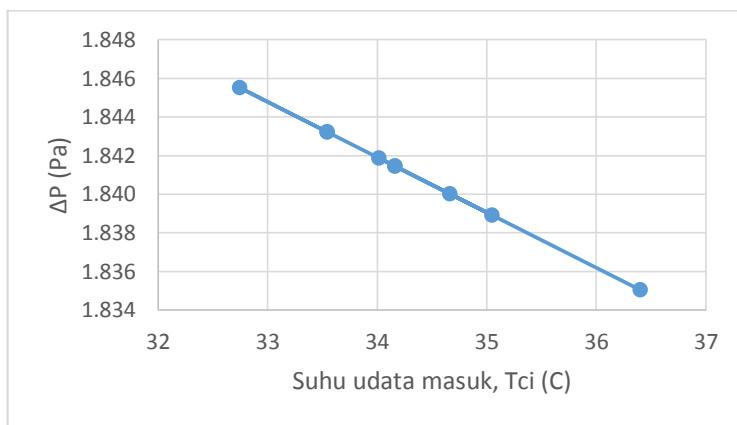


**Gambar 4.4** Grafik koefisien konveksi udara ( $h_o$ ) vs temperatur udara masuk

Gambar 4.4 adalah grafik yang menunjukkan hubungan antara temperatur udara masuk terhadap nilai koefisien konveksi udara. Grafik pada Gambar 4.4 menunjukkan *trendline* grafik yang cenderung menurun. Dari Gambar 4.4 dapat dilihat bahwa semakin rendah suhu udara pendingin mengakibatkan nilai koefisien konveksi udara semakin besar.

Fenomena *trendline* koefisien konveksi udara yang semakin menurun seiring dengan tingginya suhu masuk udara dapat dijelaskan sebagai berikut. Nilai konveksi udara dipengaruhi oleh *density*, Prandlt number, koefisien konduksi ( $k$ ), dan viskositas kinematik ( $\mu$ ). Sesuai dengan persamaan  $h_o = Nu \cdot k/D_h$  menunjukkan bahwa semakin besar nilai *Nusselt number* ( $Nu$ ) dan nilai  $k$  semakin kecil maka koefisien konveksi udara semakin besar. Nilai *Nusselt number* diperoleh berdasarkan persamaan  $Nu = C_1 \cdot C_2 \cdot Re^m \cdot Pr^{0,36}$ . Berdasarkan tabel A.4 pada buku Incopera

bahwa *properties* udara untuk *density* dan Prandlt number semakin turun dengan semakin besarnya nilai *bulk temperature*. Nilai  $k$  dan  $\mu$  semakin naik dengan naiknya *bulk temperature*. Berdasarkan hal tersebut maka dengan kenaikan *bulk temperature* maka nilai propeties *density* dan Prandlt number yang turun dan nilai  $\mu$  yang naik akan mengakibatkan nilai koefisien konveksi udara semakin turun. Grafik yang diperoleh dalam perhitungan nilai koefisien konveksi udara pada *air cooled heat exchanger* telah sesuai dengan teori.

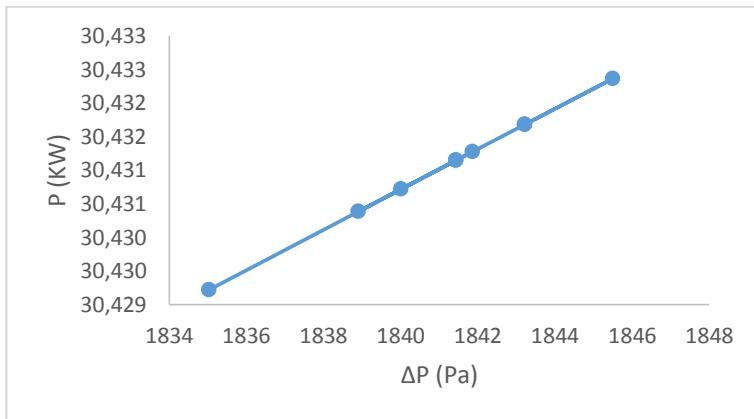


**Gambar 4. 5** Grafik *pressure drop* ( $\Delta P$ ) vs temperatur udara masuk

Gambar 4.5 adalah grafik yang menunjukkan hubungan antara temperatur udara masuk terhadap nilai *pressure drop* sisi udara. Grafik pada Gambar 4.5 menunjukkan *trendline* grafik yang cenderung menurun. Dari Gambar 4.5 dapat dilihat bahwa semakin rendah suhu udara pendingin mengakibatkan nilai *pressure drop* sisi udara semakin besar.

Fenomena *trendline pressure drop* yang semakin turun seiring dengan naiknya temperatur masuk udara dapat dijelaskan sebagai berikut. Nilai konveksi udara dipengaruhi oleh *density* dari udara. *Density* udara yang berpengaruh adalah *density* sisi masuk,

*density* sisi keluar dan *density* rata-rata. Sesuai dengan persamaan  $\Delta P_{\text{udara}} = \frac{G^2}{2\rho_i} \left[ f \frac{A_t}{A_{\min} \rho_o} + (1 + \sigma^2) + \left( \frac{\rho_i}{\rho_o} - 1 \right) \right]$  menunjukkan bahwa semakin besar nilai *density* maka *pressure drop* sisi udara semakin kecil. Berdasarkan tabel A.4 pada buku Incopera bahwa *properties density* udara semakin kecil dengan semakin besarnya nilai temperatur. Dari hal tersebut maka dengan naiknya temperatur udara masuk maka nilai propreties *density* turun. Hal ini mengakibatkan nilai *pressure drop* sisi udara semakin turun. Grafik yang diperoleh dalam perhitungan nilai *pressure drop* sisi udara pada *air cooled heat exchanger* telah sesuai dengan teori.



**Gambar 4. 6** Grafik *pumping power* vs *pressure drop* ( $\Delta P$ )

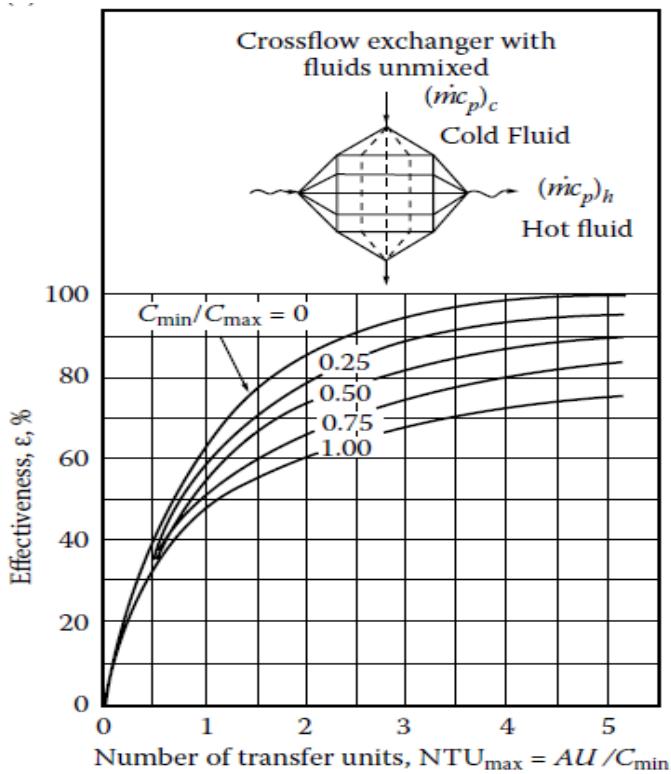
Gambar 4.6 adalah grafik yang menunjukkan hubungan antara *pressure drop* sisi udara terhadap nilai *pumping power*. Grafik pada Gambar 4.6 menunjukkan *trendline* grafik yang cenderung naik. Dari Gambar 4.6 dapat dilihat bahwa semakin tinggi nilai *pressure drop* sisi udara mengakibatkan nilai *pumping power* semakin besar.

Fenomena *trendline* koefisien *pumping power* yang semakin naik seiring dengan naiknya *pressure drop* sisi udara dapat dijelaskan sebagai berikut. Nilai *pumping power* dipengaruhi oleh

laju alir massa udara, *pressure drop* dan *density* sesuai persamaan  $P = \frac{\dot{m}_c \Delta P_{\text{udara}}}{\rho \eta_p}$ . Persamaan *pumping power* menunjukkan bahwa laju alir massa udara, *pressure drop* sebanding dengan nilai *pumping power*. Dengan laju alir massa udara yang konstan maka apabila nilai *pressure drop* naik maka nilai *pumping power* akan meningkat. Grafik yang diperoleh dalam perhitungan nilai *pumping power* pada *aircooled heat exchanger* telah sesuai dengan teori.

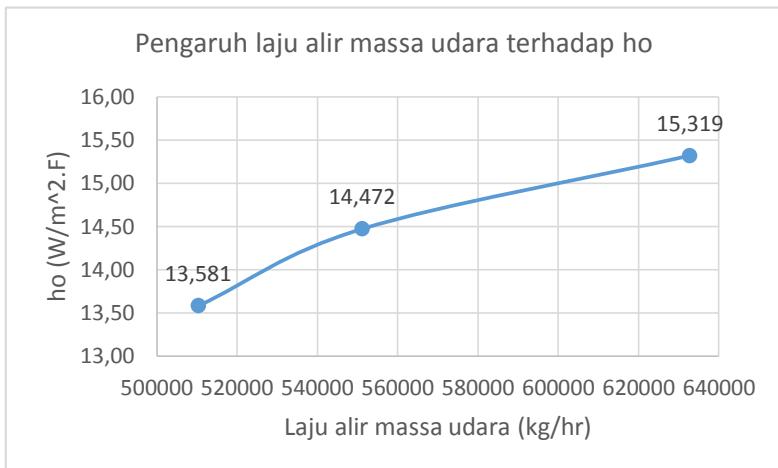
Gambar 4.6 adalah gambar nilai NTU-  $\varepsilon$  yang diperoleh dari *textbook*. Analisis menggunakan NTU-  $\varepsilon$  menggunakan tiga parameter tak berdimensi. Bilangan tak berdimensi tersebut adalah *heat capacity ratio* (Cr), *Number of Transient Unit* (NTU), dan *effectiveness* ( $\varepsilon$ ). *Heat capacity ratio* menunjukkan kemampuan untuk menyerap ataupun melepas panas. NTU merupakan perbandingan antara kemampuan *heat exchanger* untuk memindahkan panas dibanding kemampuan minimum fluida untuk menyerap panas.

Dari hasil perhitungan didapatkan nilai NTU rata-rata sebesar 2,053. Berdasarkan Gambar 4.7 untuk nilai NTU 2,053 nilai *effectiveness* yang diperoleh adalah sekitar 0,81. Dari hasil perhitungan menggunakan persamaan  $\varepsilon = 1 - \exp(-\text{NTU})$  rata-rata sebesar 0,802. Adanya perbedaan antara nilai *effectiveness* perhitungan dengan grafik tidak begitu signifikan. Hal ini dapat diakibatkan karena kekurang akuratan pembacaan grafik ataupun akibat pembulatan nilai perhitungan.



Gambar 4.7 Grafik nilai NTU- $\varepsilon$

### 4.3.2 Pengaruh Variasi Laju Alir Massa Udara Terhadap Koefisien Konveksi



**Gambar 4.8** Grafik udara koefisien konveksi udara terhadap pengaruh laju alir massa

Gambar 4.8 merupakan grafik pengaruh variasi laju alir massa udara terhadap nilai koefisien konveksi. Kondisi operasional adalah kondisi saat *air cooled heat exchanger* beroperasi dengan laju alir massa udara sebesar 551.114 kg/hr. Variasi 1 adalah ketika laju alir massa udara dikurangi menjadi 510.291 kg/hr. Variasi 2 adalah ketika laju alir massa udara dinaikkan menjadi 632.761 kg/hr. Berdasar grafik Gambar 4.6 didapatkan nilai koefisien konveksi terbesar diperoleh saat laju alir massa pada variasi 2 dengan *trendline* grafik yang naik seiring naiknya laju alir massa udara.

Kenaikan nilai dari koefisien konveksi udara dengan naiknya laju alir massa dapat dijelaskan sebagai berikut. Laju alir massa adalah hasil dari perkalian antara *density*, kecepatan maksimal dan luasan *area*. Dalam penelitian ini luasan *area* dan *density* dianggap konstan sehingga jika laju alir massa meningkat akan meningkatkan nilai kecepatan maksimal udara. Kecepatan

maksimal udara yang meningkat akan meningkatkan nilai *Reynold number* sesuai persamaan  $Re = \frac{V_{\max} D_h}{\nu}$ . Berdasarkan persamaan  $Nu = C_1 \cdot C_2 \cdot Re^m \cdot Pr^{0,36}$  meningkatnya nilai *Reynold number* akan meningkatkan nilai *Nusselt number* yang akan meningkatkan nilai koefisien konveksi.

Grafik pada Gambar 4.8 telah sesuai dengan teori yang ada dimana semakin meningkat laju alir massa udara maka nilai koefisien konveksi udarrra meningkat. Pada laju alir massa udara 551.114 kg/hr, nilai koefisien konveksi udara rata-rata adalah  $14,46 \frac{W}{m^2 K}$ . Laju alir massa 510.291 kg/hr, nilai koefisien konveksi udara rata-rata adalah  $13,371 \frac{W}{m^2 K}$ . Laju alir massa 632.761 kg/hr, nilai koefisien konveksi udara rata-rata adalah  $15,308 \frac{W}{m^2 K}$ .

#### 4.3.3 Pengaruh Variasi Laju Alir Massa Udara Terhadap Power



**Gambar 4. 9** Grafik *power* terhadap pengaruh laju alir massa udara

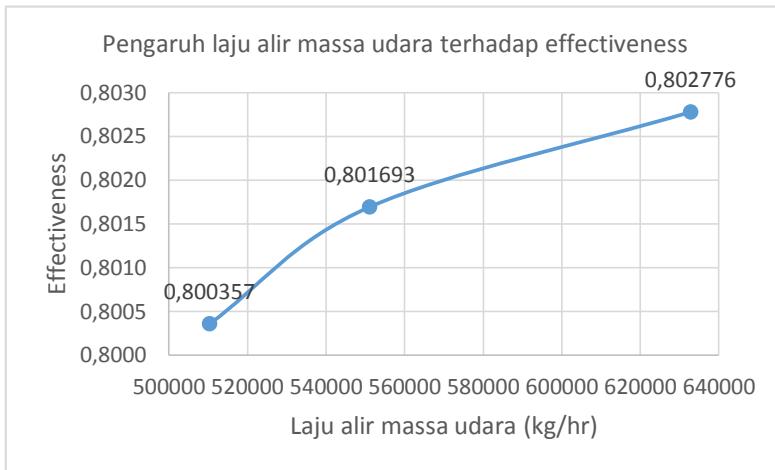
Gambar 4.9 merupakan grafik pengaruh variasi laju alir massa udara terhadap nilai *power*. Berdasar grafik Gambar 4.9 didapatkan nilai *power* terbesar diperoleh saat laju alir massa udara paling banyak. *Trendline* yang dihasilkan dari semakin meningkatnya laju alir massa udara adalah *trendline* grafik yang naik.

Perubahan laju alir massa udara akan mempengaruhi nilai *pressure drop*. Hal ini ditunjukkan pada persamaan  $\Delta P_{\text{udara}} = \frac{(\dot{m}_c)^2}{2\rho_i(A_{\min})^2} \left[ f \frac{L_1}{r_e} \frac{\rho_i}{\rho_o} + 2 \left( \frac{\rho_i}{\rho_o} - 1 \right) \right]$ . Pada persamaan tersebut nilai laju alir massa udara berbanding lurus dengan besarnya *pressure drop*. Jadi semakin besar laju alir massa udara, maka nilai *pressure drop* akan naik.

Pengaruh nilai *pressure drop* terhadap *power* dapat dilihat pada persamaan  $P = \frac{\dot{m}_c \Delta P_{\text{udara}}}{\rho \eta_p}$ . Persamaan tersebut menyebutkan bahwa nilai *pumping power* sebanding dengan laju alir massa dan *pressure drop*, namun berbanding terbalik dengan nilai densitas. Perubahan nilai densitas udara pada *air cooled condenser* sangat kecil bila dibandingkan dengan nilai laju alir massa maupun *pressure drop*. Dalam hal ini dapat dikatakan bahwa pengaruh perubahan densitas udara kurang signifikan dalam perhitungan *power*. Oleh karena yang berpengaruh pada perhitungan *power* adalah laju alir massa dan *pressure drop* maka dapat dikatakan jika nilai laju alir massa dan *pressure drop* naik, nilai *pumping power* akan semakin besar.

Hasil perhitungan nilai *power* pada *air cooled condenser* berdasarkan kondisi operasi memiliki nilai *power* sebesar 30,43 kW. Pada variasi 1 dimana nilai laju alir massa udara dikurangi memiliki nilai *power* sebesar 22,46 kW. Variasi 2 dimana laju alir massa udara dinaikkan nilai *powernya* sebesar 42,82 kW. Dari hasil nilai yang diperoleh berdasarkan perhitungan *power* pada *air cooled heat exchanger* sudah sesuai dengan teori.

#### 4.3.4 Pengaruh Variasi Laju Alir Massa Udara Terhadap *Effectiveness*



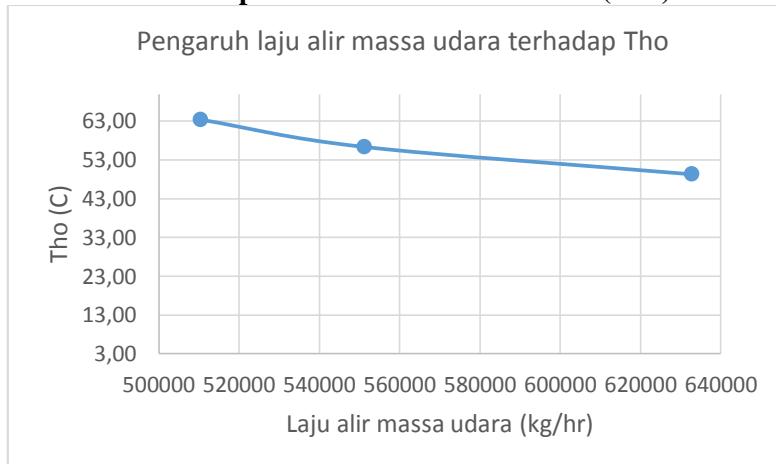
**Gambar 4. 10** Grafik *effectiveness* terhadap pengaruh laju alir massa udara

Gambar 4.8 merupakan grafik pengaruh variasi laju alir massa udara terhadap nilai *effectiveness*. Trendline yang dihasilkan dari grafik pada gambar 4.8 yaitu naik. Pada laju alir massa udara 510.291 kg/hr (variasi 1) diperoleh nilai *effectiveness* rata-rata sebesar 0,8. Laju alir massa 551.114 kg/hr (operasional) diperoleh nilai *effectiveness* rata-rata sebesar 0,802. Laju alir massa 632.761 kg/hr (variasi 2) diperoleh nilai *effectiveness* rata-rata sebesar 0,803.

Nilai *effectiveness* diperoleh dari persamaan 2.33. Pada persamaan 2.33 nilai *effectiveness* merupakan fungsi dari NTU,  $\varepsilon = 1 - \exp(-\text{NTU})$ . Nilai NTU merupakan hasil perkalian antara *overall heat transfer coefficient* dengan luasan *heat exchanger* dibagi dengan *heat capacity ratio*. Nilai dari luasan *heat exchanger* adalah konstan dan perubahan nilai *heat capacity ratio* yang sangat kecil, maka nilai *effectiveness* dipengaruhi oleh *overall heat transfer coefficient*.

Nilai  $U$  diperoleh dari persamaan  $U = \frac{1}{A} \left[ \frac{1}{\eta_i A_i h_i} + \frac{R_{fi}}{\eta_i A_i} + R_w + \frac{R_{fo}}{\eta_o h_o} + \frac{1}{\eta_o h_o A_o} \right]^{-1}$ . Kenaikan nilai laju alir massa udara mengakibatkan kecepatan udara naik , sehingga nilai dari koefisien konveksi sisi udara akan naik. Dengan nilai efisiensi *fin*, luasan *air cooled heat exchanger*, koefisien konveksi dalam *tube* dan nilai *fouling* yang konstan maka nilai  $U$  dipengaruhi oleh nilai koefisien konveksi udara. Dari persamaan  $U$  diketahui bahwa nilai koefisien konveksi udara berbanding lurus dengan nilai *overall heat transfer coefficient*. Semakin besar nilai koefisien konveksi maka nilai *overall heat transfer coefficient* semakin besar pula dan nilai *effectiveness* akan lebih besar, begitu juga sebaliknya. Dari grafik pada Gambar 4.8 yang diperoleh dari penelitian tugas akhir ini sudah sesuai dengan teori yaitu semakin besar nilai laju alir massa udara maka nilai *effectiveness* semakin besar.

#### 4.3.5 Pengaruh Variasi Laju Alir Massa Udara Terhadap Suhu Keluar Fluida Panas (Tho)



**Gambar 4. 11** Grafik  $Tho$  terhadap pengaruh laju alir massa udara

Gambar 4.11 merupakan grafik pengaruh laju alir massa udara terhadap nilai temperatur keluar gas campuran. Gambar memiliki *trendline* suhu keluar gas campuran yang relatif turun dengan semakin besarnya laju alir massa udara.

Perhitungan nilai Tho menggunakan analisa *heat balance*. Pada analisa menggunakan *heat balance* diharapkan diperoleh nilai Tho desain dengan cara merubah besarnya laju alir massa udara. Dengan nilai suhu masuk fluida panas( $\text{Th}_i$ ), suhu masuk udara ( $\text{T}_{ci}$ ) dan laju alir massa fluida panas konstan akan dicari nilai Tho. Semakin besar laju alir massa udara diperoleh nilai suhu keluaran dari fluida panas yang semakin rendah.

Hasil perhitungan nilai Tho pada *air cooled heat exchanger* berdasarkan kondisi operasi memiliki nilai Tho rata-rata sebesar  $56,37^\circ\text{C}$ . Pada variasi 1 dimana nilai laju alir massa udara dikurangi memiliki nilai Tho sebesar  $63,6^\circ\text{C}$ . Variasi 2 dimana laju alir massa udara dinaikkan nilai Tho sebesar  $49,03^\circ\text{C}$ . Dengan menggunakan laju alir massa udara yang maksimal yaitu variasi 2 nilai Tho mendekati nilai Tho desain sebesar  $48,89^\circ\text{C}$ .

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## LAMPIRAN A

### I. Perhitungan Luasan

Menghitung luasan minimal ( $A_{min}$ )

$$A_{min} = \left[ \left( \frac{L_3}{X_t} - 1 \right) c' + (X_t - d_o) - (d_e - d_o) \delta N_f \right] L_1$$

$$2a' = (X_t - d_o) - (d_e - d_o) \delta N_f$$

$$2a' = (2,313 - 1) \text{inch} - (2,25 - 1) \text{inch} (0,020) \text{inch} (10 \frac{\text{fin}}{\text{inch}})$$

$$2a' = 1,063 \text{ inch} \left| \frac{1 \text{ ft}}{12 \text{ inch}} \right| = 0,089 \text{ ft}$$

$$b' = \left[ \left( \frac{X_t}{2} \right)^2 + X_l^2 \right]^{1/2} d_o - (d_e - d_o) \delta N_f$$

$$b' = \left[ \left( \frac{2,313 \text{ inch}}{2} \right)^2 + (2,625 \text{ inch})^2 \right]^{1/2} 1 \text{ inch} - (2,25 - 1) \text{inch} (0,020) \text{inch} (10 \frac{\text{fin}}{\text{inch}})$$

$$b' = 2,618 \text{ inch} \left| \frac{1 \text{ ft}}{12 \text{ inch}} \right| = 0,218 \text{ ft}$$

$$2b' = 5,237 \text{ inch} \left| \frac{1 \text{ ft}}{12 \text{ inch}} \right| = 0,436 \text{ ft}$$

$$c' = 2a' \text{ if } 2a' < 2b'$$

$$c' = 2b' \text{ if } 2b' < 2a'$$

sehingga

$$c' = 2a' = 1,063 \text{ inch} \left| \frac{1 \text{ ft}}{12 \text{ inch}} \right| = 0,089 \text{ ft}$$

$$A_{\min} = \left[ \left( \frac{17}{2,313} - 1 \right) 1,063 \text{ inch} + (2,313 - 1) \text{ inch} \right. \\ \left. - (2,25 - 1) \text{ inch} (0,020) \text{ inch} (10 \frac{\text{fin}}{\text{inch}}) \right] 425,160 \text{ inch} \\ A_{\min} = 3320,844 \text{ in}^2 = 23,061 \text{ ft}^2$$

**Menghitung *frontal area* ( $A_{fr}$ )**

$$A_{fr} = L_2 L_3 \\ A_{fr} = (130,875 \text{ inch})(17 \text{ inch}) \\ A_{fr} = 2224,875 \text{ in}^2 = 15,451 \text{ ft}^2$$

**Menghitung *unfinned area* ( $A_u$ )**

$$A_u = [\pi d_o (L_1 - \delta N_f L_1) N_t] + \left( 2L_3 L_2 - \pi d_o^2 \frac{N_t}{4} \right) \\ A_u = \left\{ \pi (1 \text{ inch}) \left[ 425,16 \text{ inch} - (0,02 \text{ inch}) \left( 10 \frac{\text{fin}}{\text{inch}} \right) (425,16 \text{ inch}) \right] 347 \right\} \\ + \left[ 2(17 \text{ inch})(130,875 \text{ inch}) - \pi (1 \text{ inch})^2 \left( \frac{347}{4} \right) \right] \\ A_u = 374.501,626 \text{ in}^2 = 2600,706 \text{ ft}^2$$

**Menghitung *finned area* ( $A_f$ )**

$$A_f = \left[ \frac{2\pi(d_e^2 - d_o^2)}{4} + \pi d_e \delta \right] N_f L_1 N_t \\ A_f = \left[ \frac{2\pi[(2,25 \text{ inch})^2 - (1 \text{ inch})^2]}{4} + \pi(2,25 \text{ inch})(0,02 \text{ inch}) \right] \left( 10 \frac{\text{fin}}{\text{inch}} \right) (425,16 \text{ inch}) (347) \\ A_f = 9.618.141,604 \text{ in}^2 = 66.792,65 \text{ ft}^2$$

**Menghitung luas total ( $A_t$ )**

$$A_t = A_f + A_u \\ A_t = (66.792,65 + 2600,706) \text{ ft}^2 \\ A_t = 6.939,356 \text{ ft}^2$$

**Menghitung luas total dalam *tube* ( $A_i$ )**

$$A_i = \frac{\pi}{4} d_i^2 N_t$$

$$A_i = \frac{\pi}{4} (0,87 \text{ inch})^2 (347) \left| \frac{1 \text{ ft}^2}{144 \text{ inch}^2} \right|$$

$$A_i = 804,246 \text{ ft}^2$$

Dari hasil perhitungan tersebut ditabelkan pada Tabel A.1

Tabel A. 1 Hasil perhitungan dimensi *air cooled heat exchanger*

| Data Dimensi |         |          | Data luasan |                   |                 |
|--------------|---------|----------|-------------|-------------------|-----------------|
|              | inch    | ft       |             | inch              | ft              |
| <b>L1</b>    | 425,16  | 35,43    | <b>2a</b>   | 1,0625            | 0,089           |
| <b>L2</b>    | 130,875 | 10,906   | <b>b</b>    | 2,618             | 0,218           |
| <b>L3</b>    | 17      | 1,417    | <b>2b</b>   | 5,237             | 0,437           |
| $\partial$   | 0,02    | 0,0017   | <b>c</b>    | 1,0625            | 0,089           |
| <b>Xt</b>    | 2,3125  | 0,193    |             | inch <sup>2</sup> | ft <sup>2</sup> |
| <b>Xt/2</b>  | 1,156   | 0,096    | <b>Amin</b> | 3.320,844         | 23,06142        |
| <b>Xl</b>    | 2,625   | 0,219    | <b>Afr</b>  | 2.224,875         | 15,45052        |
| <b>do</b>    | 1       | 0,083    | <b>Au</b>   | 374.501,6         | 2.600,706       |
| <b>di</b>    | 0,87    | 0,0725   | <b>Af</b>   | 9.618.142         | 66.792,65       |
| <b>de</b>    | 2,25    | 0,1875   | <b>At</b>   | 9.992.643         | 69.393,36       |
| <b>Nf</b>    | 10      | fin/inch | <b>Ai</b>   | 115.811,5         | 804,2462        |
| <b>Nt</b>    | 347     |          |             |                   |                 |

Tabel A. 2 Hasil perhitungan koefisien konveksi sisi udara pada kondisi operasi

| Perhitungan koefisien konveksi sisi gas campuran (hi) |           |   |         |       |         |       |  |   |
|---|-----------|---|---------|-------|---------|-------|--|---|
| Tb  | Tb<br>(C) | G<br>$\left( \frac{\text{lb}}{\text{hr. ft}^2} \right)$ | j g     | Xtt   | Rel     | Nu    | $h(i)$<br>$\left( \frac{\text{Btu}}{\text{hr. ft}^2 \cdot \text{F}} \right)$ | $h(i)$<br>$\left( \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \right)$ |
| 252,710   | 49,40     | 2828,88   | 491,751 | 0,027 | 171,924 | 7,109 | 2422,270   | 13754,299   |
| 230,320   | 48,21     |   | 459,444 | 0,029 | 167,566 | 7,128 | 2428,722   | 13790,936   |
| 230,300   | 48,28     |   | 459,418 | 0,029 | 167,562 | 7,128 | 2428,725   | 13790,956   |
| 230,315   | 48,72     |   | 459,437 | 0,029 | 167,565 | 7,128 | 2428,723   | 13790,941   |
| 230,240   | 48,53     |   | 459,339 | 0,029 | 167,551 | 7,128 | 2428,735   | 13791,013   |
| 230,190   | 48,28     |   | 459,273 | 0,029 | 167,541 | 7,128 | 2428,744   | 13791,061   |
| 230,155   | 47,94     |   | 459,227 | 0,029 | 167,535 | 7,128 | 2428,750   | 13791,094   |
| 230,235   | 47,57     |   | 459,332 | 0,029 | 167,550 | 7,128 | 2428,736   | 13791,018   |
| 230,510   | 47,97     |   | 459,694 | 0,029 | 167,602 | 7,128 | 2428,689   | 13790,753   |

Tabel A. 3 Hasil perhitungan koefisien konveksi sisi dalam *tube* pada kondisi operasi

| Perhitungan koefisien konveksi sisi udara ( $h_o$ ) |        |   |            |        |       |   |  |
|---|--------|---|------------|--------|-------|---|--|
| Tb (F)  | Tb (C) | G<br>$\left( \frac{\text{lb}}{\text{hr. ft}^2} \right)$ | Dh<br>(ft) | Re     | Nu    | $h_o$<br>$\left( \frac{\text{Btu}}{\text{hr. ft}^2 \cdot \text{F}} \right)$ | $h_o$<br>$\left( \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \right)$ |
| 120,92  | 49,40  | 57,893  | 0,047      | 86,167 | 3,977 | 2,545   | 14,453   |
| 118,77  | 48,21  | 58,105  | 0,047      | 86,733 | 3,992 | 2,547   | 14,461   |
| 118,90  | 48,28  | 58,091  | 0,047      | 86,697 | 3,991 | 2,547   | 14,461   |
| 119,70  | 48,72  | 58,013  | 0,047      | 86,487 | 3,985 | 2,546   | 14,458   |
| 119,35  | 48,53  | 58,047  | 0,047      | 86,578 | 3,988 | 2,546   | 14,459   |
| 118,90  | 48,28  | 58,091  | 0,047      | 86,697 | 3,991 | 2,547   | 14,461   |
| 118,34  | 47,94  | 58,147  | 0,047      | 86,845 | 3,995 | 2,547   | 14,463   |
| 117,63  | 47,57  | 58,217  | 0,047      | 87,034 | 4,000 | 2,548   | 14,466   |
| 118,34  | 47,97  | 58,147  | 0,047      | 86,845 | 3,995 | 2,547   | 14,463   |

| Perhitungan koefisien konveksi sisi udara ( $h_o$ ) |        |                                 |                      |       |              |                  |                    |
|---|--------|---------------------------------|----------------------|-------|--------------|------------------|--------------------|
| Tb (F)  | Tb (C) | $\rho$<br>(lb/ft <sup>3</sup> ) | $\mu$<br>(lbm/ft.hr) | Pr    | u<br>(ft/hr) | cp<br>(Btu/lb-F) | k<br>(Btu/hr-ft-F) |
| 120,92  | 49,40  | 0,068                           | 0,047                | 0,704 | 1274,090     | 0,241            | 0,016              |
| 118,77  | 48,21  | 0,068                           | 0,047                | 0,704 | 1274,090     | 0,241            | 0,016              |
| 118,90  | 48,28  | 0,068                           | 0,047                | 0,704 | 1274,090     | 0,241            | 0,016              |
| 119,70  | 48,72  | 0,068                           | 0,047                | 0,704 | 1274,090     | 0,241            | 0,016              |
| 119,35  | 48,53  | 0,068                           | 0,047                | 0,704 | 1274,090     | 0,241            | 0,016              |
| 118,90  | 48,28  | 0,068                           | 0,047                | 0,704 | 1274,090     | 0,241            | 0,016              |
| 118,34  | 47,94  | 0,068                           | 0,047                | 0,704 | 1274,090     | 0,241            | 0,016              |
| 117,63  | 47,57  | 0,068                           | 0,047                | 0,704 | 1274,090     | 0,241            | 0,016              |
| 118,34  | 47,97  | 0,068                           | 0,047                | 0,704 | 1274,090     | 0,241            | 0,016              |

Tabel A. 4 Hasil perhitungan *effectiveness* pada kondisi operasi

| T <sub>b</sub> | T <sub>b</sub> (C) | U<br>$\left( \frac{\text{Btu}}{\text{hr. ft}^2. \text{F}} \right)$ | U<br>$\left( \frac{\text{W}}{\text{m}^2. \text{K}} \right)$ | NTU   | Effectivness |
|----------------|--------------------|--|---|-------|--------------|
| 252,710        | 49,40              | 0,179  | 1,017   | 2,053 | 0,480        |
| 230,320        | 48,21              | 0,179  | 1,017   | 2,053 | 0,552        |
| 230,300        | 48,28              | 0,179  | 1,017   | 2,053 | 0,548        |
| 230,315        | 48,72              | 0,179  | 1,017   | 2,053 | 0,547        |
| 230,240        | 48,53              | 0,179  | 1,017   | 2,053 | 0,541        |
| 230,190        | 48,28              | 0,179  | 1,017   | 2,053 | 0,531        |
| 230,155        | 47,94              | 0,179  | 1,017   | 2,053 | 0,536        |
| 230,235        | 47,57              | 0,179  | 1,017   | 2,053 | 0,552        |
| 230,510        | 47,97              | 0,179  | 1,017   | 2,053 | 0,559        |

Tabel A. 5 Hasil perhitungan *pressure drop* dan *pumping power* pada kondisi operasi

| Pressure Drop Sisi Udara |                    |         | Pumping Power |
|--------------------------|--------------------|---------|---------------|
| T <sub>b</sub>           | T <sub>b</sub> (C) | ΔP (Pa) | P(kW)         |
| 252,710                  | 49,40              | 1835,03 | 30,429        |
| 230,320                  | 48,21              | 1841,87 | 30,431        |
| 230,300                  | 48,28              | 1841,44 | 30,431        |
| 230,315                  | 48,72              | 1838,91 | 30,430        |
| 230,240                  | 48,53              | 1840,01 | 30,431        |
| 230,190                  | 48,28              | 1841,44 | 30,431        |
| 230,155                  | 47,94              | 1843,22 | 30,432        |
| 230,235                  | 47,57              | 1845,50 | 30,432        |
| 230,510                  | 47,97              | 1843,22 | 30,432        |

Tabel A. 6 Hasil perhitungan koefisien konveksi sisi udara pada variasi 1

| Perhitungan koefisien konveksi sisi udara (ho) |        |                                 |                      |       |              |                     |                    |
|--|--------|---------------------------------|----------------------|-------|--------------|---------------------|--------------------|
| Tb (F)   | Tb (C) | $\rho$<br>(lb/ft <sup>3</sup> ) | $\mu$<br>(lbm/ft.hr) | Pr    | u<br>(ft/hr) | $c_p$<br>(Btu/lb-F) | k<br>(Btu/hr-ft-F) |
| 120,92   | 49,40  | 0,068                           | 0,047                | 0,704 | 1135,189     | 0,241               | 0,016              |
| 118,77   | 48,21  | 0,068                           | 0,047                | 0,704 | 1131,051     | 0,241               | 0,016              |
| 118,90   | 48,28  | 0,068                           | 0,047                | 0,704 | 1131,310     | 0,241               | 0,016              |
| 119,70   | 48,72  | 0,068                           | 0,047                | 0,704 | 1132,837     | 0,241               | 0,016              |
| 119,35   | 48,53  | 0,068                           | 0,047                | 0,704 | 1132,174     | 0,241               | 0,016              |
| 118,90   | 48,28  | 0,068                           | 0,047                | 0,704 | 1131,310     | 0,241               | 0,016              |
| 118,34   | 47,94  | 0,068                           | 0,047                | 0,704 | 1130,236     | 0,241               | 0,016              |
| 117,63   | 47,57  | 0,068                           | 0,047                | 0,704 | 1128,868     | 0,241               | 0,016              |
| 118,34   | 47,97  | 0,068                           | 0,047                | 0,704 | 1130,236     | 0,241               | 0,016              |

Perhitungan koefisien konveksi sisi udara ( $h_o$ )

| Tb (F) | Tb (C) | $G$<br>$\left( \frac{\text{lb}}{\text{hr. ft}^2} \right)$ | Dh<br>(ft) | Re     | Nu    | $h_o$<br>$\left( \frac{\text{Btu}}{\text{hr. ft}^2 \cdot \text{F}} \right)$ | $h_o$<br>$\left( \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \right)$ |
|--------|--------|---|------------|--------|-------|---|--|
| 120,92 | 49,40  | 51,581  | 0,047      | 76,773 | 3,526 | 2,389   | 13,564   |
| 118,77 | 48,21  | 51,581  | 0,047      | 76,995 | 3,539 | 2,390   | 13,572   |
| 118,90 | 48,28  | 51,581  | 0,047      | 76,981 | 3,538 | 2,390   | 13,572   |
| 119,70 | 48,72  | 51,581  | 0,047      | 76,899 | 3,533 | 2,390   | 13,569   |
| 119,35 | 48,53  | 51,581  | 0,047      | 76,935 | 3,535 | 2,390   | 13,570   |
| 118,90 | 48,28  | 51,581  | 0,047      | 76,981 | 3,538 | 2,390   | 13,572   |
| 118,34 | 47,94  | 51,581  | 0,047      | 77,039 | 3,542 | 2,390   | 13,574   |
| 117,63 | 47,57  | 51,581  | 0,047      | 77,114 | 3,546 | 2,391   | 13,576   |
| 118,34 | 47,97  | 51,581  | 0,047      | 77,039 | 3,542 | 2,390   | 13,574   |

Tabel A. 7 Hasil perhitungan koefisien konveksi sisi dalam tube pada variasi 1

| Tb      | Tb (C) | $G$<br>$\left( \frac{\text{lb}}{\text{hr} \cdot \text{ft}^2} \right)$ | Perhitungan koefisien konveksi sisi gas campuran (hi) |       |         |       |  |   |
|---------|--------|---|---|-------|---------|-------|--|---|
|         |        |   | j g   | Xtt   | Rel     | Nu    | $h(i)$<br>$\left( \frac{\text{Btu}}{\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{F}} \right)$ | $h(i)$<br>$\left( \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \right)$ |
| 252,710 | 49,40  | 2828,88   | 491,751   | 0,027 | 171,924 | 7,109 | 2422,270   | 13754,299   |
| 230,320 | 48,21  |   | 459,444   | 0,029 | 167,566 | 7,128 | 2428,722   | 13790,936   |
| 230,300 | 48,28  |   | 459,418   | 0,029 | 167,562 | 7,128 | 2428,725   | 13790,956   |
| 230,315 | 48,72  |   | 459,437   | 0,029 | 167,565 | 7,128 | 2428,723   | 13790,941   |
| 230,240 | 48,53  |   | 459,339   | 0,029 | 167,551 | 7,128 | 2428,735   | 13791,013   |
| 230,190 | 48,28  |   | 459,273   | 0,029 | 167,541 | 7,128 | 2428,744   | 13791,061   |
| 230,155 | 47,94  |   | 459,227   | 0,029 | 167,535 | 7,128 | 2428,750   | 13791,094   |
| 230,235 | 47,57  |   | 459,332   | 0,029 | 167,550 | 7,128 | 2428,736   | 13791,018   |
| 230,510 | 47,97  |   | 459,694   | 0,029 | 167,602 | 7,128 | 2428,689   | 13790,753   |

Tabel A. 8 Hasil perhitungan *effectiveness* pada variasi 1

| T <sub>b</sub> | T <sub>b</sub> (C) | $\frac{U}{\text{Btu}} \left( \frac{\text{hr. ft}^2. F}{\text{m}^2. K} \right)$ | $\frac{U}{W} \left( \frac{\text{W}}{\text{m}^2. K} \right)$ | NTU   | Effectiveness |
|----------------|--------------------|--|---|-------|---------------|
| 252,710        | 49,40              | 0,339  | 1,927   | 2,043 | 0,80          |
| 230,320        | 48,21              | 0,339  | 1,927   | 2,043 | 0,80          |
| 230,300        | 48,28              | 0,339  | 1,927   | 2,043 | 0,80          |
| 230,315        | 48,72              | 0,339  | 1,927   | 2,043 | 0,80          |
| 230,240        | 48,53              | 0,339  | 1,927   | 2,043 | 0,80          |
| 230,190        | 48,28              | 0,339  | 1,927   | 2,043 | 0,80          |
| 230,155        | 47,94              | 0,339  | 1,927   | 2,043 | 0,80          |
| 230,235        | 47,57              | 0,339  | 1,927   | 2,043 | 0,80          |
| 230,510        | 47,97              | 0,339  | 1,927   | 2,043 | 0,80          |

Tabel A. 9 Hasil perhitungan *pressure drop* dan *pumping power* pada variasi 1

| Pressure Drop Sisi Udara |        |                 | Pumping Power |
|--------------------------|--------|-----------------|---------------|
| Tb                       | Tb (C) | $\Delta P$ (Pa) | P(kW)         |
| 252,710                  | 49,40  | 1462,87         | 22,461        |
| 230,320                  | 48,21  | 1468,33         | 22,463        |
| 230,300                  | 48,28  | 1467,98         | 22,463        |
| 230,315                  | 48,72  | 1465,97         | 22,462        |
| 230,240                  | 48,53  | 1466,84         | 22,462        |
| 230,190                  | 48,28  | 1467,98         | 22,463        |
| 230,155                  | 47,94  | 1469,40         | 22,463        |
| 230,235                  | 47,57  | 1471,22         | 22,463        |
| 230,510                  | 47,97  | 1469,40         | 22,463        |

Tabel A. 10 Hasil perhitungan koefisien konveksi sisi udara pada variasi 2

| Perhitungan koefisien konveksi sisi udara (ho) |        |                                 |                      |       |              |                  |                    |
|--|--------|---------------------------------|----------------------|-------|--------------|------------------|--------------------|
| Tb (F)   | Tb (C) | $\rho$<br>(lb/ft <sup>3</sup> ) | $\mu$<br>(lbm/ft.hr) | Pr    | u<br>(ft/hr) | cp<br>(Btu/lb-F) | k<br>(Btu/hr-ft-F) |
| 120,92   | 49,40  | 0,068                           | 0,047                | 0,704 | 1407,635     | 0,241            | 0,016              |
| 118,77   | 48,21  | 0,068                           | 0,047                | 0,704 | 1402,503     | 0,241            | 0,016              |
| 118,90   | 48,28  | 0,068                           | 0,047                | 0,704 | 1402,824     | 0,241            | 0,016              |
| 119,70   | 48,72  | 0,068                           | 0,047                | 0,704 | 1404,718     | 0,241            | 0,016              |
| 119,35   | 48,53  | 0,068                           | 0,047                | 0,704 | 1403,896     | 0,241            | 0,016              |
| 118,90   | 48,28  | 0,068                           | 0,047                | 0,704 | 1402,824     | 0,241            | 0,016              |
| 118,34   | 47,94  | 0,068                           | 0,047                | 0,704 | 1401,493     | 0,241            | 0,016              |
| 117,63   | 47,57  | 0,068                           | 0,047                | 0,704 | 1399,797     | 0,241            | 0,016              |
| 118,34   | 47,97  | 0,068                           | 0,047                | 0,704 | 1401,493     | 0,241            | 0,016              |

| Perhitungan koefisien konveksi sisi udara ( $h_o$ ) |        |  |            |        |       |  |  |
|---|--------|--|------------|--------|-------|--|--|
| Tb (F)  | Tb (C) | $G$<br>$\left( \frac{\text{lb}}{\text{hr.ft}^2} \right)$ | Dh<br>(ft) | Re     | Nu    | $h_o$<br>$\left( \frac{\text{Btu}}{\text{hr.ft}^2.\text{F}} \right)$ | $h_o$<br>$\left( \frac{\text{W}}{\text{m}^2.\text{K}} \right)$ |
| 120,92  | 49,40  | 63,961   | 0,047      | 95,198 | 3,977 | 2,694  | 15,300   |
| 118,77  | 48,21  | 63,961   | 0,047      | 95,474 | 3,992 | 2,696  | 15,309   |
| 118,90  | 48,28  | 63,961   | 0,047      | 95,457 | 3,991 | 2,696  | 15,308   |
| 119,70  | 48,72  | 63,961   | 0,047      | 95,355 | 3,985 | 2,695  | 15,305   |
| 119,35  | 48,53  | 63,961   | 0,047      | 95,399 | 3,988 | 2,696  | 15,307   |
| 118,90  | 48,28  | 63,961   | 0,047      | 95,457 | 3,991 | 2,696  | 15,308   |
| 118,34  | 47,94  | 63,961   | 0,047      | 95,529 | 3,995 | 2,696  | 15,311   |
| 117,63  | 47,57  | 63,961   | 0,047      | 95,621 | 4,000 | 2,697  | 15,314   |
| 118,34  | 47,97  | 63,961   | 0,047      | 95,529 | 3,995 | 2,696  | 15,311   |

Tabel A. 11 Hasil perhitungan koefisien konveksi sisi dalam tube pada variasi 2

| Perhitungan koefisien konveksi sisi gas campuran (hi) |        |   |         |       |         |       |  |   |
|---|--------|---|---------|-------|---------|-------|--|---|
| Tb  | Tb (C) | G<br>$\left( \frac{\text{lb}}{\text{hr. ft}^2} \right)$ | j g     | Xtt   | Rel     | Nu    | $h(i)$<br>$\left( \frac{\text{Btu}}{\text{hr. ft}^2 \cdot \text{F}} \right)$ | $h(i)$<br>$\left( \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \right)$ |
| 252,710   | 49,40  | 2828,88   | 491,751 | 0,027 | 171,924 | 7,109 | 2422,270   | 13754,299   |
| 230,320   | 48,21  |   | 459,444 | 0,029 | 167,566 | 7,128 | 2428,722   | 13790,936   |
| 230,300   | 48,28  |   | 459,418 | 0,029 | 167,562 | 7,128 | 2428,725   | 13790,956   |
| 230,315   | 48,72  |   | 459,437 | 0,029 | 167,565 | 7,128 | 2428,723   | 13790,941   |
| 230,240   | 48,53  |   | 459,339 | 0,029 | 167,551 | 7,128 | 2428,735   | 13791,013   |
| 230,190   | 48,28  |   | 459,273 | 0,029 | 167,541 | 7,128 | 2428,744   | 13791,061   |
| 230,155   | 47,94  |   | 459,227 | 0,029 | 167,535 | 7,128 | 2428,750   | 13791,094   |
| 230,235   | 47,57  |   | 459,332 | 0,029 | 167,550 | 7,128 | 2428,736   | 13791,018   |
| 230,510   | 47,97  |   | 459,694 | 0,029 | 167,602 | 7,128 | 2428,689   | 13790,753   |

Tabel A. 12 Hasil perhitungan *effectiveness* pada variasi 2

| T <sub>b</sub> | T <sub>b</sub> (C) | $U$<br>$\left( \frac{\text{Btu}}{\text{hr.ft}^2.\text{F}} \right)$ | $U$<br>$\left( \frac{\text{W}}{\text{m}^2.\text{K}} \right)$ | NTU   | Effectiveness |
|----------------|--------------------|--|--|-------|---------------|
| 252,710        | 49,40              | 0,382  | 2,170  | 2,062 | 0,803         |
| 230,320        | 48,21              | 0,382  | 2,170  | 2,062 | 0,803         |
| 230,300        | 48,28              | 0,382  | 2,170  | 2,062 | 0,803         |
| 230,315        | 48,72              | 0,382  | 2,170  | 2,062 | 0,803         |
| 230,240        | 48,53              | 0,382  | 2,170  | 2,062 | 0,803         |
| 230,190        | 48,28              | 0,382  | 2,170  | 2,062 | 0,803         |
| 230,155        | 47,94              | 0,382  | 2,170  | 2,062 | 0,803         |
| 230,235        | 47,57              | 0,382  | 2,170  | 2,062 | 0,803         |
| 230,510        | 47,97              | 0,382  | 2,170  | 2,062 | 0,803         |

Tabel A. 13 Hasil perhitungan *pressure drop* dan *pumping power* pada variasi 2

| Pressure Drop Sisi Udara |        |                 | Pumping Power |
|--------------------------|--------|-----------------|---------------|
| Tb                       | Tb (C) | $\Delta P$ (Pa) | P(kW)         |
| 252,710                  | 49,40  | 2249,32         | 42,825        |
| 230,320                  | 48,21  | 2257,70         | 42,828        |
| 230,300                  | 48,28  | 2257,18         | 42,828        |
| 230,315                  | 48,72  | 2254,08         | 42,827        |
| 230,240                  | 48,53  | 2255,42         | 42,827        |
| 230,190                  | 48,28  | 2257,18         | 42,828        |
| 230,155                  | 47,94  | 2259,36         | 42,828        |
| 230,235                  | 47,57  | 2262,15         | 42,829        |
| 230,510                  | 47,97  | 2259,36         | 42,828        |

Tabel A. 14 Hasil perbandingan perhitungan *air cooled heat exchanger*

| Thi     | Tb (C) | Tci    | koefisien konveksi (ho) (W/m^2.K) |             |           | Pumping power (KW) |             |           |
|---------|--------|--------|-----------------------------------|-------------|-----------|--------------------|-------------|-----------|
|         |        |        | variasi 1                         | operasional | variasi 2 | variasi 1          | operasional | variasi 2 |
| 283,420 | 49,40  | 97,530 | 13,564                            | 14,453      | 15,300    | 22,461             | 30,429      | 42,825    |
| 238,640 | 48,21  | 93,230 | 13,572                            | 14,461      | 15,309    | 22,463             | 30,431      | 42,828    |
| 238,600 | 48,28  | 93,500 | 13,572                            | 14,461      | 15,308    | 22,463             | 30,431      | 42,828    |
| 238,630 | 48,72  | 95,090 | 13,569                            | 14,458      | 15,305    | 22,462             | 30,430      | 42,827    |
| 238,480 | 48,53  | 94,400 | 13,570                            | 14,459      | 15,307    | 22,462             | 30,431      | 42,827    |
| 238,380 | 48,28  | 93,500 | 13,572                            | 14,461      | 15,308    | 22,463             | 30,431      | 42,828    |
| 238,310 | 47,94  | 92,380 | 13,574                            | 14,463      | 15,311    | 22,463             | 30,432      | 42,828    |
| 238,470 | 47,57  | 90,950 | 13,576                            | 14,466      | 15,314    | 22,463             | 30,432      | 42,829    |
| 239,020 | 47,97  | 92,380 | 13,574                            | 14,463      | 15,311    | 22,463             | 30,432      | 42,828    |

| Thi(F)  | Tb (C) | Tci(F) | NTU       |             |           | Effectiveness |             |           |
|---------|--------|--------|-----------|-------------|-----------|---------------|-------------|-----------|
|         |        |        | variasi 1 | operasional | variasi 2 | variasi 1     | operasional | variasi 2 |
| 283,420 | 49,40  | 97,530 | 2,043     | 2,053       | 2,062     | 0,800         | 0,802       | 0,803     |
| 238,640 | 48,21  | 93,230 | 2,043     | 2,053       | 2,062     | 0,800         | 0,802       | 0,803     |
| 238,600 | 48,28  | 93,500 | 2,043     | 2,053       | 2,062     | 0,800         | 0,802       | 0,803     |
| 238,630 | 48,72  | 95,090 | 2,043     | 2,053       | 2,062     | 0,800         | 0,802       | 0,803     |
| 238,480 | 48,53  | 94,400 | 2,043     | 2,053       | 2,062     | 0,800         | 0,802       | 0,803     |
| 238,380 | 48,28  | 93,500 | 2,043     | 2,053       | 2,062     | 0,800         | 0,802       | 0,803     |
| 238,310 | 47,94  | 92,380 | 2,043     | 2,053       | 2,062     | 0,800         | 0,802       | 0,803     |
| 238,470 | 47,57  | 90,950 | 2,043     | 2,053       | 2,062     | 0,800         | 0,802       | 0,803     |
| 239,020 | 47,97  | 92,380 | 2,043     | 2,053       | 2,062     | 0,800         | 0,802       | 0,803     |

| Thi(F)  | Tb<br>(C) | Tci(F) | Tho       |             |           |
|---------|-----------|--------|-----------|-------------|-----------|
|         |           |        | variasi 1 | operasional | variasi 2 |
| 283,420 | 49,40     | 97,530 | 149,731   | 136,193     | 122,655   |
| 238,640 | 48,21     | 93,230 | 147,819   | 135,283     | 122,747   |
| 238,600 | 48,28     | 93,500 | 146,489   | 133,901     | 121,313   |
| 238,630 | 48,72     | 95,090 | 147,450   | 134,899     | 122,349   |
| 238,480 | 48,53     | 94,400 | 144,764   | 132,110     | 119,456   |
| 238,380 | 48,28     | 93,500 | 141,451   | 128,668     | 115,884   |
| 238,310 | 47,94     | 92,380 | 141,893   | 129,129     | 116,364   |
| 238,470 | 47,57     | 90,950 | 146,059   | 133,457     | 120,854   |
| 239,020 | 47,97     | 92,380 | 149,963   | 137,504     | 125,044   |

## LAMPIRAN B

Tabel B. 1 Data operasi *air cooled heat exchanger*

| Senin 1 Februari 2016 |          |           |           | Selasa 2 Februari 2016 |           |           | Rabu 3 Februari 2016 |           |           |
|-----------------------|----------|-----------|-----------|------------------------|-----------|-----------|----------------------|-----------|-----------|
| Jam                   | T in (F) | T out (F) | T amb (F) | T in (F)               | T out (F) | T amb (F) | T in (F)             | T out (F) | T amb (F) |
| 24,00                 | 238,10   | 121,00    | 87,80     | 238,50                 | 131,70    | 87,80     | 238,80               | 132,10    | 87,80     |
| 1,00                  | 238,10   | 121,00    | 87,80     | 238,30                 | 127,50    | 87,80     | 238,30               | 124,20    | 87,80     |
| 2,00                  | 236,70   | 111,90    | 84,20     | 238,70                 | 121,50    | 84,20     | 238,80               | 125,70    | 84,20     |
| 3,00                  | 238,00   | 117,50    | 86,00     | 238,40                 | 117,40    | 86,00     | 238,70               | 128,80    | 86,00     |
| 4,00                  | 238,00   | 118,90    | 84,20     | 237,00                 | 117,50    | 84,20     | 238,80               | 123,30    | 84,20     |
| 5,00                  | 237,40   | 116,20    | 87,80     | 237,50                 | 118,30    | 87,80     | 238,80               | 120,80    | 87,80     |
| 6,00                  | 237,70   | 117,40    | 87,90     | 238,20                 | 117,20    | 90,20     | 238,70               | 127,70    | 91,40     |
| 7,00                  | 236,50   | 117,00    | 87,80     | 237,70                 | 118,20    | 91,40     | 236,70               | 112,60    | 96,80     |
| 8,00                  | 238,00   | 128,30    | 100,40    | 238,20                 | 130,60    | 100,40    | 238,60               | 120,60    | 100,40    |
| 9,00                  | 238,80   | 135,30    | 102,20    | 237,30                 | 121,70    | 102,20    | 237,00               | 118,90    | 102,20    |
| 10,00                 | 238,40   | 129,90    | 102,00    | 238,10                 | 125,70    | 104,00    | 238,20               | 129,30    | 104,00    |
| 11,00                 | 238,80   | 141,30    | 105,60    | 238,00                 | 128,90    | 107,60    | 238,50               | 127,10    | 107,60    |
| 12,00                 | 238,50   | 139,30    | 100,40    | 238,40                 | 129,30    | 100,40    | 239,20               | 127,10    | 100,40    |

|         |        |        |        |        |        |        |        |        |        |
|---------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| 13,00   | 238,90 | 139,50 | 104,00 | 238,80 | 142,40 | 104,00 | 238,80 | 136,00 | 104,00 |
| 14,00   | 238,70 | 141,60 | 104,00 | 238,70 | 135,70 | 104,00 | 239,60 | 142,90 | 104,00 |
| 15,00   | 238,70 | 145,30 | 100,40 | 238,40 | 139,50 | 100,40 | 239,50 | 145,80 | 100,40 |
| 16,00   | 239,10 | 147,10 | 104,00 | 244,00 | 199,30 | 95,00  | 239,30 | 134,70 | 95,00  |
| 17,00   | 239,80 | 153,10 | 104,80 | 240,60 | 160,70 | 91,40  | 239,70 | 143,70 | 91,40  |
| 18,00   | 239,60 | 155,60 | 103,00 | 239,00 | 144,00 | 89,60  | 239,60 | 144,80 | 89,60  |
| 19,00   | 239,20 | 153,50 | 103,80 | 238,90 | 143,60 | 91,40  | 237,40 | 135,60 | 91,40  |
| 20,00   | 238,70 | 144,70 | 103,30 | 238,80 | 138,50 | 89,60  | 234,90 | 139,60 | 89,60  |
| 21,00   | 238,80 | 144,80 | 103,30 | 238,40 | 129,00 | 84,20  | 239,60 | 145,50 | 84,20  |
| 22,00   | 238,70 | 147,40 | 103,10 | 238,40 | 120,90 | 86,00  | 239,50 | 132,20 | 86,00  |
| 23,00   | 238,80 | 135,20 | 103,00 | 239,10 | 134,50 | 87,80  | 239,40 | 142,20 | 87,80  |
| Average | 238,42 | 134,28 | 97,53  | 238,64 | 133,07 | 93,23  | 238,60 | 131,72 | 93,50  |

| Jam   | Kamis 4 Februari 2016 |           |           | Jumat 5 Februari 2016 |           |           | Sabtu 6 Februari 2016 |           |           |
|-------|-----------------------|-----------|-----------|-----------------------|-----------|-----------|-----------------------|-----------|-----------|
|       | T in (F)              | T out (F) | T amb (F) | T in (F)              | T out (F) | T amb (F) | T in (F)              | T out (F) | T amb (F) |
| 24,00 | 239,30                | 129,40    | 87,80     | 238,30                | 125,70    | 87,80     | 238,00                | 121,70    | 87,80     |
| 1,00  | 238,10                | 117,00    | 87,80     | 238,20                | 123,70    | 87,80     | 238,10                | 117,30    | 87,80     |

|       |        |        |        |        |        |        |        |        |        |
|-------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| 2,00  | 238,80 | 120,50 | 84,20  | 238,40 | 132,80 | 84,20  | 237,40 | 116,80 | 87,80  |
| 3,00  | 238,30 | 118,90 | 86,00  | 238,50 | 127,80 | 86,00  | 238,50 | 123,00 | 84,20  |
| 4,00  | 238,60 | 119,40 | 84,20  | 237,90 | 121,10 | 84,20  | 238,50 | 126,50 | 86,00  |
| 5,00  | 238,10 | 117,80 | 87,80  | 238,10 | 127,30 | 87,80  | 238,20 | 128,10 | 84,20  |
| 6,00  | 237,70 | 116,90 | 91,40  | 238,20 | 117,00 | 91,40  | 238,30 | 121,30 | 87,80  |
| 7,00  | 238,10 | 121,50 | 96,80  | 238,20 | 122,30 | 96,80  | 238,20 | 117,70 | 91,40  |
| 8,00  | 239,10 | 133,50 | 100,40 | 239,10 | 126,50 | 100,40 | 238,50 | 125,80 | 96,80  |
| 9,00  | 238,10 | 132,00 | 102,20 | 238,50 | 132,90 | 102,20 | 239,10 | 138,00 | 100,40 |
| 10,00 | 238,90 | 146,00 | 104,00 | 238,70 | 139,40 | 104,00 | 239,30 | 145,40 | 102,20 |
| 11,00 | 238,90 | 139,00 | 105,20 | 238,60 | 136,30 | 107,60 | 239,40 | 135,10 | 104,00 |
| 12,00 | 238,80 | 141,80 | 105,40 | 239,10 | 143,30 | 100,40 | 238,90 | 127,10 | 107,60 |
| 13,00 | 239,40 | 148,30 | 105,40 | 239,40 | 143,40 | 104,00 | 238,90 | 124,50 | 100,40 |
| 14,00 | 239,00 | 144,00 | 104,00 | 239,00 | 136,00 | 104,00 | 238,60 | 129,30 | 104,00 |
| 15,00 | 238,30 | 138,50 | 100,40 | 239,80 | 147,70 | 104,00 | 238,30 | 121,40 | 104,00 |
| 16,00 | 239,20 | 154,40 | 97,90  | 239,30 | 149,10 | 100,40 | 238,70 | 131,60 | 100,40 |
| 17,00 | 239,10 | 148,20 | 98,70  | 236,70 | 125,80 | 95,00  | 238,50 | 135,60 | 95,00  |
| 18,00 | 238,30 | 145,30 | 98,50  | 238,10 | 129,70 | 91,40  | 238,30 | 130,90 | 91,40  |
| 19,00 | 239,50 | 137,70 | 96,40  | 238,50 | 131,50 | 87,80  | 238,00 | 134,60 | 89,60  |

|         |        |        |       |        |        |       |        |        |       |
|---------|--------|--------|-------|--------|--------|-------|--------|--------|-------|
| 20,00   | 238,20 | 135,00 | 93,60 | 238,30 | 128,60 | 91,40 | 237,80 | 122,20 | 91,40 |
| 21,00   | 238,20 | 132,00 | 90,20 | 238,20 | 119,00 | 89,60 | 237,90 | 121,50 | 89,60 |
| 22,00   | 238,60 | 124,80 | 86,00 | 237,80 | 119,20 | 89,60 | 238,00 | 124,10 | 84,20 |
| 23,00   | 238,60 | 125,80 | 87,80 | 238,60 | 114,10 | 87,80 | 237,70 | 117,40 | 86,00 |
| Average | 238,63 | 132,82 | 95,09 | 238,48 | 130,01 | 94,40 | 238,38 | 126,54 | 93,50 |

| Jam   | Minggu 7 Februari 2016 |           |           | Senin 8 Februari 2016 |           |           | Selasa 9 Februari 2016 |           |           |
|-------|------------------------|-----------|-----------|-----------------------|-----------|-----------|------------------------|-----------|-----------|
|       | T in (F)               | T out (F) | T amb (F) | T in (F)              | T out (F) | T amb (F) | T in (F)               | T out (F) | T amb (F) |
| 24,00 | 237,80                 | 118,20    | 87,80     | 238,10                | 122,80    | 82,40     | 238,80                 | 141,40    | 87,80     |
| 1,00  | 237,50                 | 119,40    | 87,80     | 238,00                | 125,70    | 84,20     | 237,80                 | 123,00    | 87,80     |
| 2,00  | 238,00                 | 120,80    | 87,80     | 238,40                | 125,80    | 80,60     | 237,90                 | 126,40    | 87,80     |
| 3,00  | 238,20                 | 119,10    | 84,20     | 238,30                | 122,80    | 84,20     | 238,10                 | 118,00    | 84,20     |
| 4,00  | 238,50                 | 122,30    | 86,00     | 238,90                | 127,20    | 84,20     | 238,20                 | 121,90    | 86,00     |
| 5,00  | 238,60                 | 123,70    | 84,20     | 238,10                | 133,70    | 86,00     | 238,30                 | 125,50    | 84,20     |
| 6,00  | 239,20                 | 122,50    | 87,80     | 238,00                | 124,20    | 87,80     | 238,20                 | 114,50    | 87,80     |
| 7,00  | 238,30                 | 127,60    | 91,40     | 237,90                | 130,50    | 91,40     | 238,20                 | 119,60    | 91,40     |
| 8,00  | 238,10                 | 119,20    | 96,80     | 238,70                | 135,40    | 96,80     | 238,20                 | 152,90    | 96,80     |

|         |        |        |        |        |        |        |        |        |        |
|---------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| 9,00    | 238,50 | 126,80 | 96,80  | 238,70 | 121,20 | 98,60  | 240,40 | 156,50 | 96,80  |
| 10,00   | 238,20 | 128,40 | 100,40 | 238,90 | 140,20 | 102,20 | 239,30 | 147,80 | 100,40 |
| 11,00   | 238,50 | 128,30 | 98,60  | 238,80 | 131,60 | 104,00 | 239,80 | 142,00 | 98,60  |
| 12,00   | 237,70 | 132,80 | 104,00 | 238,30 | 131,90 | 96,80  | 240,60 | 152,70 | 104,00 |
| 13,00   | 238,40 | 119,30 | 105,80 | 238,60 | 152,00 | 102,20 | 240,00 | 150,70 | 105,80 |
| 14,00   | 238,10 | 127,00 | 102,20 | 239,40 | 137,50 | 100,40 | 239,30 | 150,50 | 102,20 |
| 15,00   | 238,70 | 138,60 | 100,40 | 238,50 | 138,40 | 98,60  | 240,20 | 151,70 | 100,40 |
| 16,00   | 238,10 | 128,00 | 93,20  | 238,50 | 148,90 | 93,20  | 240,10 | 147,30 | 93,20  |
| 17,00   | 238,10 | 132,90 | 93,20  | 238,60 | 133,40 | 91,40  | 240,10 | 138,20 | 93,20  |
| 18,00   | 238,70 | 136,10 | 91,40  | 238,70 | 128,90 | 87,80  | 239,40 | 144,70 | 91,40  |
| 19,00   | 238,70 | 131,20 | 86,00  | 238,20 | 125,60 | 86,00  | 239,10 | 137,40 | 86,00  |
| 20,00   | 238,90 | 137,90 | 87,80  | 237,90 | 132,30 | 87,80  | 239,20 | 126,70 | 87,80  |
| 21,00   | 238,30 | 129,70 | 89,60  | 238,50 | 122,90 | 86,00  | 238,70 | 114,10 | 89,60  |
| 22,00   | 238,00 | 126,30 | 86,00  | 238,70 | 129,70 | 84,20  | 238,20 | 123,00 | 86,00  |
| 23,00   | 238,30 | 130,00 | 87,80  | 238,60 | 124,00 | 86,00  | 238,30 | 118,60 | 87,80  |
| Average | 238,31 | 126,92 | 92,38  | 238,47 | 131,11 | 90,95  | 239,02 | 135,21 | 92,38  |

Tabel B. 2 Properti fluida

| Data properties udara        |                                |                             |                             |                             |                             |                       |                                |
|------------------------------|--------------------------------|-----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|-----------------------|--------------------------------|
| T (K)                        | T (F)                          | $\rho$ (kg/m <sup>3</sup> ) | c <sub>p</sub> (kJ/kg.K)    | $\mu$ (N.s/m <sup>2</sup> ) | k (W/m.K)                   | v (m <sup>2</sup> /s) | Pr                             |
| <b>300</b>                   | 80,33                          | 1,1614                      | 1,007                       | $1,85 \times 10^{-5}$       | 0,0263                      | $1,59 \times 10^{-5}$ | 0,707                          |
| <b>350</b>                   | 170,33                         | 0,995                       | 1,009                       | $2,08 \times 10^{-5}$       | 0,03                        | $2,09 \times 10^{-5}$ | 0,700                          |
| Data properties gas campuran |                                |                             |                             |                             |                             |                       |                                |
| T (°F)                       | $\rho v$ (lb/ft <sup>3</sup> ) | $\mu v$ (lb/ft-hr)          | c <sub>p v</sub> (Btu/lb-F) | $\mu l$ (lb/ft-hr)          | c <sub>p l</sub> (Btu/lb-F) | k l (Btu/hr-ft-F)     | $\rho l$ (lb/ft <sup>2</sup> ) |
| <b>120</b>                   | 0,22                           | 0,015                       | 0,23                        | 0,55                        | 1,03                        | 0,37                  | 61,8                           |
| <b>130,5</b>                 | 0,21                           | 0,015                       | 0,23                        | 0,5                         | 1,03                        | 0,37                  | 61,5                           |
| <b>140,9</b>                 | 0,21                           | 0,015                       | 0,23                        | 0,46                        | 1,03                        | 0,38                  | 61,2                           |
| <b>151,4</b>                 | 0,2                            | 0,015                       | 0,24                        | 0,42                        | 1,04                        | 0,38                  | 60,9                           |
| <b>161,9</b>                 | 0,2                            | 0,015                       | 0,24                        | 0,39                        | 1,04                        | 0,38                  | 60,6                           |
| <b>172,3</b>                 | 0,19                           | 0,015                       | 0,25                        | 0,36                        | 1,04                        | 0,39                  | 60,3                           |
| <b>224,6</b>                 | 0,15                           | 0,015                       | 0,3                         | 0,34                        |                             | 0,39                  |                                |



## BAB 5

### PENUTUP

#### 5.1 Kesimpulan

Analisis *air cooled heat exchanger* meliputi perhitungan koefisien konveksi sisi udara, *pressure drop*, *pumping power*, *effectiveness* dan nilai suhu keluar fluida panas menggunakan variasi laju alir massa udara. Pada kondisi operasional *air cooled heat exchanger* beroperasi pada sudut kipas  $22^0$  dengan laju alir massa udara sebesar  $551.114 \text{ kg/hr}$ . Variasi 1 adalah variasi dimana sudut kipas diubah menjadi  $19,5^0$  yang menghasilkan laju alir massa udara sebesar  $510.291 \text{ kg/hr}$ . Variasi 2 adalah variasi dimana sudut kipas diubah menjadi  $27,7^0$  yang menghasilkan laju alir massa udara sebesar  $632.761 \text{ kg/hr}$ . Dari hasil perhitungan tersebut didapatkan kesimpulan sebagai berikut :

1. Pada kondisi operasi *air cooled heat exchanger* SNO-E-2208 didapatkan nilai koefisien koveksi sisi udara sebesar  $14,46 \text{ W/m}^2\text{.K}$ , nilai *overall heat transfer coefficient*  $1,11 \text{ W/m}^2\text{.K}$ , *effectiveness*  $0,80$  dan  $\text{Tho } 56,37^\circ\text{C}$ .
2. Pada variasi 1 didapatkan nilai koefisien koveksi sisi udara sebesar  $13,57 \text{ W/m}^2\text{.K}$ , nilai *overall heat transfer coefficient*  $1,01 \text{ W/m}^2\text{.K}$ , *effectiveness* sebesar  $0,8$  dan  $\text{Tho } 63,43^\circ\text{C}$ .
3. Pada variasi 2 didapatkan nilai koefisien koveksi sisi udara sebesar  $15,31 \text{ W/m}^2\text{.K}$ , nilai *overall heat transfer coefficient*  $1,02 \text{ W/m}^2\text{.K}$ , *effectiveness* sebesar  $0,80$  dan  $\text{Tho } 49,03^\circ\text{C}$ .
4. Nilai *pressure drop* terbesar secara berurutan adalah variasi 2 sebesar  $2,26 \text{ KPa}$ , operasional  $1,84 \text{ KPa}$ , variasi 1 sebesar  $1,47 \text{ KPa}$ .
5. Nilai *pumping power* terbesar secara berurutan adalah variasi 2 sebesar  $42,85 \text{ KW}$ , operasional  $30,43 \text{ KW}$ , variasi 1 sebesar  $22,46 \text{ KW}$ .
6. Variasi 2 pada sudut  $27,7^0$  (sudut maksimal kipas) menghasilkan laju alir massa udara  $12\%$  lebih besar

dibanding kondisi operasi menghasilkan nilai Tho yang turun sebesar 9,63%.

## 5.2 Saran

Saran yang dapat diberikan setelah melakukan perhitungan dan analisa antara lain:

1. Untuk memperoleh nilai suhu keluar fluida panas sesuai mendekati desain digunakan sudut kipas maksimal  $27,7^{\circ}$
2. Untuk penelitian selanjutnya dapat menggunakan *software* khusus untuk melakukan perhitungan performa

## DAFTAR PUSTAKA

- [1] Anonim. 2000 . GPSA *Engineering Data Book*. Tidak dipublikasikan
- [2] Incropera, Frank P., DeWitt, David P., Bergman, Theodore L. & Lavine, Adrienne S. 2007 . *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 6th edition : John Willey & Sons (Asia) Pte. Ltd., Asia.
- [3] Kakac, Sadic & Liu, Hong Tan.1998, *Heat Exchanger Selection, Rating and Thermal Design*, CRC Press, New York.
- [4] Kamran Hirbodi dan Mahmood Yaghoubi. 2013 . *Experimental Investigation of Natural Dehumidification Over an Annular Finned Tube*. Journal Volume 57 , 2 Februari 2016
- [5] Moran, Michael J. Shapiro, & Howard N. 2005. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. England : John Wiley & Sons Ltd, The Atrium, Shouthern Gate, Chichester, West Sussex PO19 8SQ.
- [6] Wahyu, Akhyar Rokhadi. 2010 . Pengujian Karakteristik Perpindahan Panas Dan Penurunan Tekanan Dari Sirip - Sirip Pin Ellips Susunan Selang-Seling Dalam Saluran Segiempat. Tugas Akhir. Tidak dipublikasikan. Solo : Universitas Sebelas Maret.

## BIOGRAFI



Yunnida Lutfya Dewi Firmaningtyas dilahirkan di Nganjuk, 22 Februari 1994. Penulis merupakan anak kedua dari pasangan Juremi dan Muchrotul Mahmudah (Alm.). Penulis mengenyam pendidikan Sekolah Dasar di SDN. Ganungkidul 1 Nganjuk pada tahun 2001-2006, SMPN 1 Nganjuk tahun 2007-2009 dan SMAN 3 Madiun pada 2009-2012.

Penulis melanjutkan studi di Perguruan Tinggi Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya pada tahun 2012 sebagai mahasiswa Teknik Mesin angkatan M55. Selama kuliah penulis aktif berorganisasi sebagai staff dan fungsionaris Departemen Umum Himpunan Mahasiswa Mesin periode 2013/2014 dan 2015/2016. Penulis juga aktif dalam kegiatan kemahasiswaan seperti Mechanical City 2015.

Untuk segala informasi dan saran yang ditujukan kepada penulis dapat menghubungi email [yunnidalutfya@gmail.com](mailto:yunnidalutfya@gmail.com).