



**TUGAS AKHIR - TF 145565**

**PERANCANGAN *SURFACE CONDENSER TYPE SHELL AND TUBE* PADA *MINI DESALINATION WATER PLANT***

**FITRIYYAH KHAMMAMAH**  
**NRP. 10 51 15 000 00 051**

**DOSEN PEMBIMBING 1**  
**Dr. Ir. Purwadi Agus Darwito, M.Sc.**  
**NIP . 19620822 198803 1 001**

**DOSEN PEMBIMBING 2**  
**Sefi Novendra Patrialova S.Si., M.T**  
**NPP . 1991201712053**

**PROGRAM STUDI D3 TEKNOLOGI INSTRUMENTASI**  
**DEPARTEMEN TEKNIK INSTRUMENTASI**  
**Fakultas Vokasi**  
**Institut Teknologi Sepuluh Nopember**  
**Surabaya 2018**



**TUGAS AKHIR - TF 145565**

**PERANCANGAN *SURFACE CONDENSER TYPE SHELL AND TUBE* PADA *MINI DESALINATION WATER PLANT***

**FITRIYYAH KHAMMAMAH  
NRP. 10 51 15 000 00 051**

**DOSEN PEMBIMBING 1  
Dr. Ir. Purwadi Agus Darwito, M.Sc.  
NIP . 19620822 198803 1 001**

**DOSEN PEMBIMBING 2  
Sefi Novendra Patrialova S.Si., M.T  
NPP . 1991201712053**

**PROGRAM STUDI D3 TEKNOLOGI INSTRUMENTASI  
DEPARTEMEN TEKNIK INSTRUMENTASI  
Fakultas Vokasi  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2018**





**FINAL PROJECT - TF 145565**

***DESIGN OF SURFACE CONDENSER TYPE SHELL  
AND TUBE ON MINI DESALINATION WATER PLANT***

**FITRIYYAH KHAMMAMAH  
NRP. 10 51 15 000 00 051**

**ADVISOR LECTURER 1  
Dr. Ir. Purwadi Agus Darwito, M.Sc.  
NIP . 19620822 198803 1 001**

**ADVISOR LECTURER 2  
Sefi Novendra Patrialova S.Si., M.T  
NPP . 1991201712053**

**STUDY PROGRAM OF D3 INSTRUMENTATION TECHNOLOGY  
DEPARTMENT OF INSTRUMENTATION ENGINEERING  
Faculty Of Vocation  
Sepuluh Nopember Institute Of Technology  
Surabaya 2018**

**LEMBAR PENGESAHAN**

**“PERANCANGAN *SURFACE CONDENSER TYPE SHELL AND TUBE* PADA *MINI DESALINATION WATER PLANT*”**

**TUGAS AKHIR**

Oleh :

**FITRIYYAH KHAMMAMAH**  
**NRP. 10 51 15 000 00 051**

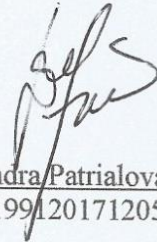
**Surabaya, 10 Juli 2018**  
**Mengetahui / Menyetujui**

Pembimbing 1

Pembimbing 2



Dr. Ir. Purwadi Agus Darwito, M.Sc.  
NIP. 19620822 198803 1 001



Sefi Novendra Patrialova S.Si., M.T.  
NPP. 1991201712053



## LEMBAR PENGESAHAN

### **“PERANCANGAN *SURFACE CONDENSER TYPE SHELL AND TUBE* PADA *MINI DESALINATION WATER PLANT*”**

#### **TUGAS AKHIR**

Diajukan Untuk Memperoleh salah satu syarat  
Untuk memperoleh gelar Ahli Madya  
Pada  
Program studi D3 Teknologi Instrumentasi  
Departemen Teknik Instrumentasi  
Fakultas Vokasi  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

**FITRIYAH KHAMMAMAH**  
**NRP. 10 51 15 000 00 051**

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Dr. Ir. Purwadi Agus Darwito, M.Sc. .... (Pembimbing 1)
2. Sefi Novendra Patrialova S.Si., M.T. .... (Pembimbing 2)
3. Dwi Oktavianto Wahyu N., S.T, MT ..... (Penguji 1)

**SURABAYA**  
**2018**

## **PERANCANGAN *SURFACE CONDENSER TYPE SHELL AND TUBE* PADA *MINI DESALINATION WATER PLANT***

**Nama** : Fitriyyah Khammamah  
**NRP** : 1051150000051  
**Program Studi** : D3 Teknologi Instrumentasi  
**Dosen Pembimbing** : Dr. Ir. Purwadi Agus Darwito, M.Sc.  
Sefi Novendra Patrialova, S.Si., M.T

### **Abstrak**

Salah satu cara pemurnian atau pengurangan garam terlarut di dalam air laut yang lebih besar dari 1000 ppm hingga 40.000 ppm menjadi air tawar dengan konsentrasi garam terlarut di bawah 1000 ppm menggunakan proses desalinasi. Di dalam proses desalinasi, memerlukan kondensor untuk mengubah uap menjadi zat cair (air), dapat juga diartikan sebagai alat penukar kalor (panas) yang berfungsi untuk mengkondensasikan fluida. Oleh sebab itu, penelitian ini dilakukan untuk perancangan kondensor jenis *surface condenser type shell and tube*. Sebelum menentukan perhitungan dimensi terlebih dahulu menentukan variabel proses yaitu massa jenis air, massa jenis uap, kalor jenis air, kalor jenis uap, konduktivitas besi, viskositas air, suhu fluida dingin input, suhu fluida dingin output, suhu fluida panas (uap) input, suhu fluida panas output. Dari hasil analisa perhitungan didapat dimensi dengan diameter *shell* 0.127m, panjang *shell* 0.8m, diameter *tube* 0.0127m, panjang *tube* 0.8m dan jumlah *tube* 16 buah.

**Kata Kunci:** Desalinasi, Kondensor

## **DESIGN OF SURFACE CONDENSER TYPE SHELL AND TUBE ON MINI DESALINATION WATER PLANT**

**Name of Student** : Fitriyyah Khammamah  
**NRP** : 1051150000051  
**Department** : Instrumentation Engineering  
**Advisor Lecturer** : Dr. Ir. Purwadi Agus Darwito, M.Sc.  
Sefi Novendra Patrialova, S.Si., M.T

### **Abstract**

One method of purification or reduction of dissolved salt in seawater that is greater than 1000 ppm to 40,000 ppm becomes fresh water with a concentration of dissolved salt below 1000 ppm using a desalination process. In the process of desalination, it requires a condenser to convert steam into liquid (water), can also be interpreted as a heat exchanger (heat) which functions to condense the fluid. Therefore, this research was conducted for the design of condenser type surface condenser type shell and tube. Before determining the dimensional calculation first determine the process variables namely density of water, density of steam, heat of type of water, heat of type of steam, conductivity of iron, viscosity of water, temperature of cold fluid input, temperature of cold fluid output, temperature of heat fluid (steam) input, temperature of the hot fluid output. From the calculation analysis results obtained dimensions with shell diameter of 0.127m, shell length of 0.8m, tube diameter of 0.0127m, tube length of 0.8m and number of tubes of 16 pieces.

**Keywords:** Desalination, condenser.



## KATA PENGANTAR

Pujisyukur Alhamdulillah kami panjatkan kehadiran Allah SWT serta Nabi Muhammad SAW atas berkah, limpahan rahmat dan hidayah-Nya kepada kami semua sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir tepat waktu dengan judul :

### **“PERANCANGAN *SURFACE CONDENSER TYPE SHELL AND TUBE* PADA *MINI DESALINATION WATER PLANT*”**

Tugas akhir ini disusun guna memenuhi persyaratan untuk memperoleh gelar Diploma pada prodi D3 Teknologi Instrumentasi Departemen Teknik Instrumentasi, Fakultas Vokasi, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya. Selama menyelesaikan tugas akhir ini penulis telah banyak mendapatkan bantuan dari berbagai pihak. Oleh karena itu pada kesempatan ini penulis ingin mengucapkan terimakasih yang sebesar-besarnya kepada:

1. Allah SWT serta Nabi Muhammad SAW yang selaku memberikan berkah dan rahmatnya kepada kita semua.
2. Bapak Dr. Ir.Purwadi Agus Darwito,M.Sc selaku Kepala Departemen Teknik Instrumentasi yang telah memberikan dukungan dan semangat kepada kami.
3. Bapak Dr. Ir. Purwadi Agus Darwito, M.Sc selaku pembimbing pertama tugas akhir yang senantiasa selalu bersabar dan memberikan segala ilmu dan bimbingannya yang diberikan selama pengerjaan tugasakhir.
4. Bapak Sefi Novendra Patorialova, S.Si., M.T selaku pembimbing kedua tugas akhir yang senantiasa selalu bersabar dan memberikan segala ilmu dan bimbingannya yang diberikan selama pengerjaan tugasakhir.
5. Orang tua saya tercinta yang selalu memberikan dukungan dan kepercayaan baik moril, spiritual, dan material. Semoga selalu dilimpahkan rahmat dan hidayahnya.
6. Kelompok TA “*Mini Desalination Water Plant*” Yunita Yusriana Pratiwi, Putu Wahyu Darmawan, Ananta Ariska Oseano, RP Ifan Fajar Fanani, Gusti Ayu Puspasari, dan

Muhammad Helmi Nurma Devaldo yang bersama – sama berjuang dalam pengerjaan tugas akhir.

7. Teman – teman seperjuangan tugas akhir D3 Teknik Instrumentasi angkatan 2015 yang tidak dapat disebutkan satu persatu dan semua pihak yang telah membantu terselesaikannya Tugas Akhir ini.
8. Kakak – kakak lintas jalur maupun alumni yang selalu memberi bimbingan dan pengetahuan seputar tugas akhir.
9. Serta semua pihak yang turut membantu terselesaikannya Tugas Akhir ini, terima kasih banyak.

Penulis menyadari bahwa terdapat kekurangan dalam penyusunan laporan tugas akhir ini. Karena itu sangat diharapkan kritik dan saran yang membangun dari semua pihak sehingga mencapai sesuatu yang lebih baik.

Surabaya, 10 Juli 2018

Penulis

## DAFTAR ISI

<b>HALAMAN JUDUL</b> .....	i
<b>LEMBAR PENGESAHAN</b> .....	iii
<b>ABSTRAK</b> .....	v
<b>ABSTRACT</b> .....	vi
<b>KATA PENGANTAR</b> .....	vii
<b>DAFTAR ISI</b> .....	ix
<b>DAFTAR GAMBAR</b> .....	xi
<b>DAFTAR TABEL</b> .....	xii

### **BAB I. PENDAHULUAN**

1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah.....	2
1.3 Batasan Masalah .....	2
1.4 Tujuan .....	2
1.5 Manfaat .....	2

### **BAB II. TEORI PENUNJANG**

2.1 Desalinasi.....	3
2.1.1 <i>Multi Stage Flash</i> .....	3
2.1.2 <i>Multi Effect Distillation</i> .....	4
2.2 <i>Heat Exchanger</i> .....	5
2.3 <i>Surface Condenser</i> .....	6
2.3.1 Tipe Horizontal Kondensor .....	7
2.3.2 Tipe Vertikal Kondensor .....	7
2.4 Pemodelan <i>Condenser Type Shell and Tube</i> .....	7
2.4.1 Laju Perpindahan Kalor.....	8
2.4.2 Beda Temperatur Rata – Rata Logaritma .....	9
2.4.3 Koefisien Perpindahan Kalor Desain .....	10
2.4.4 Perhitungan <i>Tube</i> .....	10
2.4.5 Perhitungan <i>Shell</i> .....	12
2.4.6 Koefisien Perpindahan Panas Menyeluruh .....	13
2.4.7 Faktor Pengotoran.....	14
2.4.8 Laju Kapasitas Kalor .....	15
2.4.9 <i>Number of Transfer Unit</i> .....	15

2.5	<i>Termocouple Temperature Sensor</i> .....	16
-----	---	----

### **BAB III. METODOLOGI PENELITIAN**

3.1	Alat dan Bahan.....	17
3.1.1	Alat .....	17
3.1.2	Bahan .....	17
3.2	Prosedur Penelitian .....	17
3.2.1	Penentuan Model Kondensor.....	19
3.2.2	Penentuan Variabel Proses.....	19
3.2.3	Perhitungan Dimensi.....	19
3.2.3.1	Perhitungan Manual <i>Condenser</i> .....	19
3.3	Blok Flow Diagram.....	32
3.4	Proses Flow Diagram.....	33
3.5	Piping & Instrument Diagram.....	33

### **BAB IV. HASIL**

4.1	Analisi Proses <i>Mini Desalination Water Plant</i> .....	35
4.2	Analisa Penentuan Model <i>Condenser</i> .....	36
4.3	Hasil Penentuan Variabel Proses di <i>Condenser</i> .....	36
4.4	Hasil Perhitungan Dimensi di <i>Condenser</i> .....	37
4.5	Pembahasan Kinerja Plant.....	43

### **BAB V. KESIMPULAN DAN SARAN**

5.1	Kesimpulan .....	45
5.2	Saran .....	45

### **DAFTAR PUSTAKA**

### **BIODATA PENULIS**

## DAFTAR GAMBAR

<b>Gambar 2.1</b>	<i>Multi Stage Flash</i> .....	4
<b>Gambar 2.2</b>	<i>Multi Stage Flash Distillation</i> .....	4
<b>Gambar 2.3</b>	<i>Surface Condenser</i> .....	6
<b>Gambar 3.1</b>	<i>Flowchart</i> Penelitian .....	18
<b>Gambar 3.2</b>	Blok Flow Diagram.....	32
<b>Gambar 3.3</b>	Proses Flow Diagram .....	33
<b>Gambar 3.4</b>	Piping & Instrument Diagram .....	34
<b>Gambar 4.1</b>	Proses <i>Condenser</i> .....	35
<b>Gambar 4.2</b>	Dimensi <i>Condenser</i> .....	40
<b>Gambar 4.3</b>	<i>Tube</i> .....	40
<b>Gambar 4.4</b>	<i>Condenser</i> Tampak Luar .....	41
<b>Gambar 4.5</b>	<i>Condenser</i> Tampak Dalam.....	41
<b>Gambar 4.6</b>	<i>Condenser</i> Tampak <i>Tube</i> .....	42
<b>Gambar 4.7</b>	<i>Shell Condenser</i> .....	42
<b>Gambar 4.8</b>	<i>Tube</i> .....	43

## DAFTAR TABEL

<b>Tabel 4.1</b>	Variabel Proses.....	36
<b>Tabel 4.2</b>	Hasil Perhitungan .....	38
<b>Tabel 4.3</b>	Perancangan dan Perhitungan <i>Condenser</i> .....	39
<b>Tabel 4.4</b>	Volume dalam Kondenser .....	40

# BAB I

## PENDAHULUAN

### 1.1 Latar Belakang

Air laut merupakan salah satu bagian penting untuk proses yang ada dalam suatu pembangkit listrik tenaga uap. Akan tetapi air laut memiliki dampak yang kurang baik bagi instrument maupun komponen – komponen mesin karena dapat menyebabkan korosi. Pada media air laut, ion-ion klorida menjadi salah satu sumber masalah terhadap material yang mengalami korosi. Semakin banyak konsentrasi ion-ion klorida maka dapat mempercepat proses korosi yang terjadi di lingkungan laut (Yuliarti,2016).

Perkembangan teknologi dapat meminimalisir atau bahkan menghindari dampak korosi yang diakibatkan oleh air laut dengan adanya proses desalinasi. Desalinasi adalah proses pemurnian atau pengurangan garam terlarut di dalam air laut yang lebih besar dari 1000 ppm hingga 40.000 ppm menjadi air tawar dengan konsentrasi garam terlarut di bawah 1000 ppm. Sistem desalinasi yang pertama kali adalah MSF dan Reverse Osmosis (RO) dengan membran yang kestabilannya rendah dimana biaya kapitalnya masih tergolong tinggi. Sistem yang menjanjikan dan menyajikan harga produk air yang rendah adalah RO dengan membran dan sistem hibrida seperti MED yang dikombinasi dengan kompresi uap (VC=Vapor Compression) (Sunaryo,1999).

Proses desalinasi merupakan proses yang dibutuhkan untuk menghasilkan air dengan kualitas yang baik sebagai umpan komponen – komponen instrumen ataupun mesin. Misalnya sebagai umpan dari boiler yang harus mengandung sedikit kadar garam agar tidak merusak komponen – komponen di dalamnya. Proses *Mini Desalination Water Plant* dapat mengurangi kadar garam dengan melalui proses pemanasan pada *heat exchanger*, evaporasi pada tangki *saturated vapor storage* dan kondensasi pada kondensor untuk mendapatkan air kembali dengan kualitas yang baik untuk proses selanjutnya.

Oleh karena itu, diusulkan suatu penelitian dengan judul :

## “PERANCANGAN *SURFACE CONDENSER TYPE SHELL AND TUBE* PADA *MINI DESALINATION WATER PLANT*”

### 1.2 Rumusan Permasalahan

Berdasarkan latar belakang yang dijelaskan diatas, maka rumusan masalah dalam Tugas Akhir ini adalah :

1. bagaimana pemodelan *surface condenser type shell and tube* pada *mini desalination water plant*,
2. bagaimana perancangansurface *condenser type shell and tube* pada *mini desalination water plant*.

### 1.3 Batasan Masalah

Perlu diberikan beberapa batasan permasalahan agar pembahasan tidak menyimpang dari tujuan. Adapun batasan permasalahannya yaitu digunakan air sebagai fluida dingin, suhu fluida panas (uap) 120°C.

### 1.4 Tujuan

Tujuan utama dari rancang bangun alat ini adalah untuk memberikan solusi pada rumusan masalah yaitu :

1. Untuk memodelkan *surface condenser type shell and tube* pada *mini desalination water plant*
2. Untuk merancang *surface condenser type shell and tube* pada *mini desalination water plant*

### 1.5 Manfaat

Adapun manfaat yang dapat diperoleh dari tugas akhir ini yaitu :

1. Tugas akhir ini dapat dijadikan untuk bekal bagi peserta untuk kedepannya dalam menghadapi dunia tentang industri yang terkait dengan *desalination water plant*.
2. Tugas akhir ini dapat dijadikan sebagai tempat uji kompetensi bagi mahasiswa di program studi D3 Teknologi Instrumentasi untuk memahami control maupun monitoring proses desalinasi yang ada di industri.



## **BAB II**

### **TEORI PENUNJANG**

#### **2.1 Desalinasi**

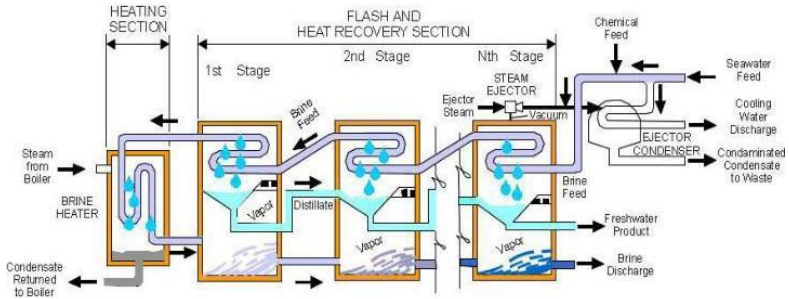
Desalinasi merupakan sebuah instrumen yang berfungsi untuk menghasilkan air tawar yang berasal dari air laut melalui proses evaporasi dan kondensasi. *Desalination Plant* terdiri atas dua bagian utama yaitu *flashing stage* dan *brine heater*. *Flashing stage* merupakan sebuah tempat terjadinya proses evaporasi dan kondensasi. Proses evaporasi dan kondensasi ini sangat bergantung pada temperatur air laut yang berasal dari *brine heater* (pemanas). Untuk mendapatkan kualitas air yang diinginkan maka *brine heater* perlu untuk dijaga agar tetap stabil. Di dalam unit pembangkit peran desalinasi sangat diperlukan karena menyediakan air sebagai bahan baku produksi listrik (Indriaty,2010).

##### **2.1.1 Multi Stage Flash (MSF)**

Dalam proses MSF, air laut disalurkan ke dalam *vessel* yang dinamakan *brine heater* untuk dipanaskan, proses pemanasan dilakukan dengan cara menyempatkan uap panas yang keluar dari turbin pada pembangkit listrik. Air laut yang sudah dipanaskan kemudian dialirkan ke *vessel* berikutnya yang dinamakan *stage*. Di tempat ini tekanan dikondisikan menjadi lebih rendah dari stadium sebelumnya. Perubahan tekanan akan menyebabkan air laut yang masuk menjadi mendidih secara mendadak (*flashing*) dan menyebabkan terjadinya uap air (*water vapour*) (Djokolelono,2002).

Proses ini akan terus berlanjut pada stage berikutnya sampai air menjadi dingin dan tidak menghasilkan uap air lagi. Biasanya stadium ini berjumlah 15 sampai 25. Penambahan jumlah stage akan menambah capital cost dan menambah rumit pengoperasian. Uap air yang dihasilkan dari flashing ini dikondensasi pada tabung yg ada pada tiap sfage.Tabung ini juga berfungsi sebagai alat untuk mengalirkan air laut masukan ke dalam brine heater. Pada proses kondensasi ini juga akan

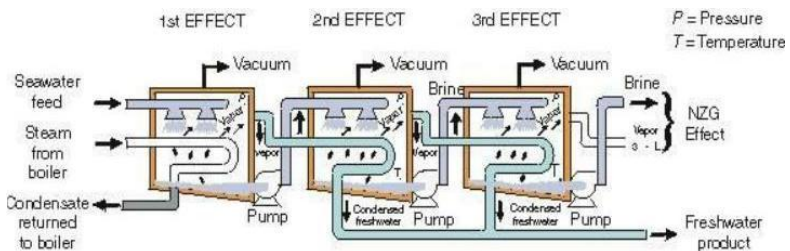
menghangatkan air laut masukan, sehingga jumlah energi yang dibutuhkan untuk memanaskan air laut masukan di brine heater menjadi lebih kecil.



**Gambar 2.1** Multi Stage Flash (IDA)

### 2.1.2 Multi Effect Distillation (MED)

Pada teknologi desalinasi jenis MED (*Multi Effect Distillation*) digunakan prinsip evaporasi dan kondensasi. Cara kerja dari teknologi ini adalah dengan cara menyemprotkan (*spray*) air laut masukan pada permukaan evaporator. Permukaan evaporator ini biasanya berbentuk tabung (*tubes*) yang dilapisi film tipis (*thin film*) untuk mempercepat pendidihan dan penguapan (IAEA-TECDOC-1186,2000).



**Gambar 2.2** Multi Effect Distillation (IDA)

Proses penguapan pertama terjadi dengan menggunakan uap panas buangan dari pembangkit listrik atau boiler yang keluar dari turbin. Uap itu memberikan panas untuk proses desalinasi dan sekaligus juga terkondensasi menjadi air yang kemudian dikembalikan lagi ke boiler pada pembangkit listrik. Uap yang dihasilkan pada proses terakhir dikondensasikan pada *heat exchanger* yang terpisah yang dinamakan *final condenser*. Temperatur pada setiap efek dari MED diatur oleh sistem hampa udara yang terpisah. Dalam perkembangannya, akhir-akhir ini digunakan alat *thennal vapour compression* yang berguna untuk mengurangi jumlah efek dari MED untuk memproduksi air tawar dalam jumlah yang sama. Umumnya instalasi desalinasi ini terdiri dari 8-16 efek. Efisiensi thermal dari proses ini tergantung dari jumlah efek yang digunakan.

## **2.2 Heat Exchanger**

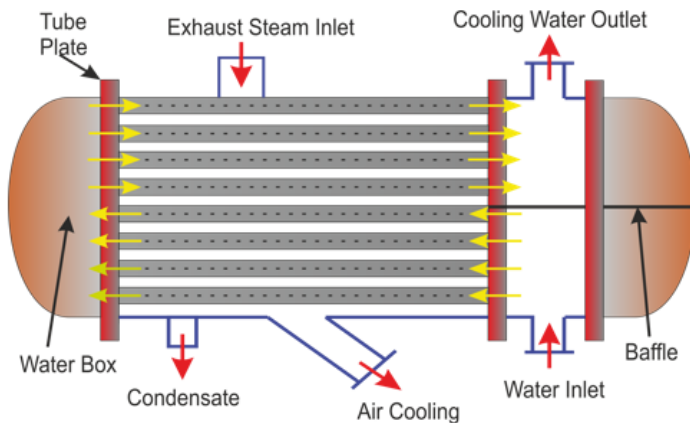
*Heat exchanger* adalah salah satu alat yang sering digunakan pada proses industri yang berfungsi untuk menghantarkan panas antara dua proses aliran dimana salah satu penerapannya bisa digunakan untuk proses pendinginan, pemanasan, kondensasi, ataupun evaporasi (Ur, 2011). Perpindahan panas pada *heat exchanger* digunakan untuk mentransfer energi dari fluida bertemperatur panas ke fluida bertemperatur dingin ataupun sebaliknya, tanpa terjadi perpindahan massa didalamnya. Perpindahan panas pada *heat exchanger* dapat terjadi melalui proses konveksi dan konduksi. Laju perpindahan panas pada *heat exchanger* dipengaruhi oleh koefisien perpindahan panas keseluruhan, luas bidang transfer, dan perbedaan temperatur rata-rata logaritmik (Thirumarimurugan,2008).

Perpindahan panas juga digunakan untuk mengubah keadaan atau fase suatu fluida, serta menghemat energi pada proses selanjutnya. Fluida-fluida pada *heat exchanger* dipisahkan oleh elemen konduksi berupa pembatas atau dinding berbentuk tabung atau lempengan, sehingga tidak terjadi kontak langsung atau pencampuran fluida-fluida tersebut (Thirumarimurugan,2008).

Pada *heat exchanger* fluida panas dan dingin dapat mengalir searah (*co-current flow* atau *paralel flow*) dimana kedua fluida masuk pada ujung *heat exchanger* yang sama dan kedua fluida mengalir searah menuju ujung *heat exchanger* yang lain. Apabila fluida panas dan dingin berlawanan arah (*counter current flow*) dimana fluida yang satu masuk pada ujung *heat exchanger*, sedangkan fluida yang lain masuk pada ujung *heat exchanger* yang lain (Kern,1998).

### 2.3 *Surface Condenser*

Cara kerja dari jenis alat ini ialah proses perubahan dilakukan dengan cara mengalirkan uap kedalam ruangan yang berisi susunan pipa dan uap tersebut akan memenuhi permukaan luar pipa sedangkan air yang berfungsi sebagai pendingin akan mengalir di dalam pipa (*tube side*), maka akan terjadi kontak antara keduanya dimana uap yang memiliki temperatur panas akan bersinggungan dengan air pendingin yang berfungsi untuk menyerap kalor dari uap tersebut, sehingga temperatur steam (uap) akan turun dan terkondensasi. *Surface condenser* terdiri dari dua jenis yang dibedakan oleh cara masuknya uap dan air pendingin, berikut jenis-jenisnya (Sunaryo,1999):



**Gambar 2. 3** *Surface Condenser* (Mechanical Tutorial)

### 2.3.1 Tipe Horizontal Kondensor

Pada tipe kondensor ini, air pendingin masuk melalui bagian bawah, kemudian masuk ke dalam pipa (*tube*) dan akan keluar pada bagian atas, sedangkan uap akan masuk pada bagian atas kondensor dan akan keluar sebagai kondensat pada bagian bawah.

### 2.3.2 Tipe Vertikal Kondensor

Pada jenis kondensor ini, tempat masuknya air pendingin melalui bagian bawah dan akan mengalir di dalam pipa selanjutnya akan keluar pada bagian atas kondensor, sedangkan steam akan masuk pada bagian atas dan air kondensat akan keluar pada bagian bawah.

## 2.4 Pemodelan *Condenser Type Shell and Tube*

Kondensor banyak digunakan dalam proses industri, spesifikasinya disesuaikan dengan kebutuhan pada proses industri tersebut. Untuk menentukan spesifikasi kondensor yang optimal, diperlukan suatu pemodelan. Sebelum mendisain alat penukar kalor, dibutuhkan data dari laju aliran (*flow rate*), temperatur masuk dan temperatur keluar, dan tekanan operasi kedua fluida. Data ini dibutuhkan terutama untuk fluida gas jika densitas gas tidak diketahui. Untuk fluida berupa cairan (*liquid*), data tekanan operasi tidak terlalu dibutuhkan karena sifat - sifatnya tidak banyak berubah apabila tekanannya berubah. Langkah – langkah yang biasa di lakukan dalam merencanakan atau mendisain alat penukar kalor yaitu: (Bizzy, 2013)

- Penentuan *heat duty* ( $Q$ ) pada sisi *tube* (fluida dingin) dan sisi *shell* (fluida panas). Penukar kalor yang direncanakan harus memenuhi atau melebihi syarat ini.
- Menentukan ukuran (*size*) alat penukar kalor dengan perkiraan yang masuk akal untuk koefisien perpindahan kalor keseluruhannya.
- Menentukan fluida yang akan mengalir di sisi *tube* atau *shell*. Biasanya sisi *tube* direncanakan untuk fluida yang bersifat korosif, beracun, bertekanan tinggi, atau bersifat mengotori

dinding. Hal ini dilakukan agar lebih mudah dalam proses pembersihan atau perawatannya.

- Langkah selanjutnya adalah memperkirakan jumlah tube ( $N_t$ ) yang digunakan dengan menggunakan rumus :

$$A = N_t \cdot (\pi \cdot d_o) \cdot L \dots\dots\dots(2.1)$$

Dimana,

$A$  = Luas permukaan perpindahan kalor ( $m^2$ )

$d_o$  = Diameter luar tube (m)

$L$  = Panjang tube (m)

- Menentukan ukuran *shell*. Langkah ini dilakukan setelah kita mengetahui jumlah *tube* yang direncanakan. Kemudian memperkirakan jumlah *pass* dan *tube pitch* yang akan digunakan.
- Langkah yang terakhir adalah memeriksa kinerja dari alat penukar kalor yang telah direncanakan. Menghitung koefisien perpindahan panas di sisi tabung dan sisi “*shell*”, menghitung faktor pengotorannya apakah sesuai dengan standar yang diizinkan, dan penurunan tekanan di sisi *tube* dan *shell*.

### 2.4.1 Laju Perpindahan Kalor

Besarnya perpidahan kalor dari fluida panas ke fluida dingin dapat dihitung dengan persamaan berikut :

$$Q_{dingin} = \dot{m}_c \cdot c_c \cdot \Delta T \dots\dots\dots(2.2)$$

Dimana,

$Q_{dingin}$  = Perpindahan kalor air (Watt)

$\dot{m}_c$  = Laju massa air  $\left(\frac{kg}{s}\right)$

$c_c$  = Kalor jenis air pada suhu  $28^\circ C$   $\left(\frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C}\right)$

$\Delta T$  = Selisih temperatur rata – rata ( $^\circ C$ )

Diasumsikan bahwa kalor yang dilepaskan fluida panas uap seluruhnya diserap oleh air sehingga dapat mengetahui besarnya laju aliran massa air.

Sebagai berikut :

$$\dot{m}_h = \frac{Q_{panas}}{c_h \cdot \Delta T} \dots\dots\dots (2.3)$$

Dimana,

$Q_{panas}$  = Perpindahan kalor air (Watt)

$\dot{m}_h$  = Laju massa uap  $\left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)$

$c_h$  = Kalor jenis air pada suhu 120°C  $\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{°C}}\right)$

#### 2.4.2 Beda Temperatur Rata – Rata Logaritma (LMTD)

Air pendingin yang keluar dari kondensor akan mempunyai temperatur yang lebih rendah dibandingkan dengan temperatur uap ataupun kondensatnya. Jika digambarkan temperatur uap sampai terjadi kondensat terhadap temperatur air pendingin sepanjang kondensor, maka kenaikan perbedaan temperature relative antara kedua fluida kerja, tetapi pada saat air pendingin keluar kondensor temperaturnya masih tetap lebih kecil dari pada temperatur kondensor. Beda Temperatur Rata – Rata Logaritma dapat diketahui dengan menggunakan persamaan :

$$\Delta LMTD = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln \left| \frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}} \right|} \dots\dots\dots (2.4)$$

Dimana :

$\Delta LMTD$  = Perubahan beda temperatur (°C)

$T_{si}$  = Suhu input shell (°C)

$T_{so}$  = Suhu output shell (°C)

$T_{ti}$  = Suhu input tube (°C)

$T_{to}$  = Suhu output tube (°C)

**2.4.3 Koefisien Perpindahan Kalor Desain ( $U_d$ )**

Koefisien perpindahan kalor desain dipengaruhi oleh perpindahan kalor, luas permukaan perpindahan kalor dan rata-rata logaritmik dari perbedaan suhu antara aliran panas dan dingin. Koefisien perpindahan kalor menyeluruh disain dapat diketahui dengan menggunakan persamaan :

$$U_d = \frac{Q}{A \cdot LMTD} \dots\dots\dots (2.5)$$

Dimana,

$$U_d = \text{Koefisien perpindahan kalor desain } \frac{\text{Watt}}{\text{m}^2 \cdot \text{°C}}$$

$Q$  = Perpindahan kalor (Watt)

$A$  = Luas permukaan perpindahan kalor ( $\text{m}^2$ )

$\Delta LMTD$  = Perubahan beda temperatur ( $\text{°C}$ )

$$A = N_t \cdot (\pi \cdot d_o) \cdot L \dots\dots\dots (2.6)$$

Dimana,

$A$  = Luas permukaan perpindahan kalor ( $\text{m}^2$ )

$N_t$  = Jumlah tube

$d_o$  = Diameter luar tube (m)

$L$  = Panjang tube (m)

**2.4.4 Perhitungan Tube**

Perhitungan terkait luas permukaan perpindahan kalor total pada *tube* dapat diketahui menggunakan persamaan berikut :

$$A_t = N_t \frac{a't}{n} \dots\dots\dots (2.7)$$

Dimana,

$A_t$  = Luas permukaan perpindahan kalor total ( $\text{m}^2$ )

$N_t$  = Jumlah tube

$a't$  = Luas aliran tiap tube ( $\text{m}^2$ )

$n$  = jumlah tube passes



Perpindahan panas akibat fluida yang mengalir didalam pipa termasuk pada aliran internal. Dalam aliran internal biasa dibagi menjadi 2 jenis aliran. Aliran laminar dan aliran turbulen. Untuk membedakan jenis aliran fluida dalam *tube* dapat diketahui dengan persamaan bilangan *Reynold* sebagai berikut :

$$R_e = \frac{d_t \cdot \dot{v}_t}{\mu_{air}} \dots\dots\dots (2.8)$$

Dimana,

$R_e$  = Reynold number

$d_t$  = Diameter tube (m)

$\dot{v}_t$  = Kecepatan aliran massa tube  $\left(\frac{kg}{m^2 \cdot s}\right)$

$\mu_{air}$  = Viskositas air pada suhu 120°C  $\left(\frac{kg}{m \cdot s}\right)$

Jadi jenis aliran dalam tube berupa aliran turbulen, karena  $Re > 2300$  (Incropera :1996). Dalam aliran turbulen *Nusselt* dapat dihitung menggunakan persamaan berikut. Dengan pengaruh dari jenis perpindahan panas yang terjadi menjadi salah satu factor yang diperhitungkan.

$$N_u = 0.012 \cdot (Re^{0.87} - 100) \cdot Pr^{0.3} \dots\dots\dots (2.9)$$

Dimana,

$N_u$  = Bilangan Nusselt

$R_e$  = Bilangan Reynold

$Pr$  = Bilangan Prandtl pada suhu air 120°C

Setelah mengitung nilai bilangan *Nusselt*, secara umum koefisien perpindahan panas rata-rata untuk aliran fluida melewati susunan *tube* dapat kita dapatkan dengan persamaan berikut:

$$h_t = \frac{N_u \cdot K}{d_t} \dots\dots\dots (2.10)$$

Dimana,

$h_t$  = koefisien konveksi tube  $\left( \frac{\text{watt}}{\text{m}^2 \cdot \text{°C}} \right)$

$N_u$  = Bilangan Nusselt

$K$  = konduktivitas air pada suhu 120°C  $\left( \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{°C}} \right)$

$d_t$  = diameter tube (m)

### 2.4.5 Perhitungan Shell

Perhitungan terkait luas permukaan perpindahan kalor total pada *shell* dapat diketahui menggunakan persamaan berikut:

$$A_s = \frac{2\pi \cdot r_s^2 + 2\pi \cdot r_s \cdot t_s}{n} \dots\dots\dots (2.11)$$

Dimana,

$A_s$  = Luas permukaan perpindahan kalor total (m<sup>2</sup>)

$r_s$  = Jari – jari shell (m)

$t_s$  = Tinggi shell (m)

$n$  = jumlah shell

Perpindahan panas akibat fluida yang mengalir didalam pipa termasuk pada aliran internal. Dalam aliran internal biasa dibagi menjadi 2 jenis aliran. Aliran laminar dan aliran turbulen. Untuk membedakan jenis aliran fluida dalam *shell* dapat diketahui dengan persamaan bilangan *Reynold* sebagai berikut:

$$R_e = \frac{d_s \cdot \dot{v}_s}{\mu \text{ air}} \dots\dots\dots (2.12)$$

Dimana,

$R_e$  = Reynold number

$d_s$  = Diameter shell (m)

$\dot{v}_s$  = Kecepatan aliran massa shell  $\left( \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}} \right)$

$\mu \text{ air}$  = Viskositas air pada suhu 28°C  $\left( \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}} \right)$

Jadi jenis aliran dalam tube berupa aliran laminar, karena  $R_e$  bernilai 40-4000 (Incropera :1996). Dalam aliran turbulen *Nusselt*

dapat dihitung menggunakan persamaan berikut. Dengan pengaruh dari jenis perpindahan panas yang terjadi menjadi salah satu factor yang diperhitungkan.

$$N_u = 0.683 \cdot R_e^{0.466} \cdot P_r^{1/3} \dots\dots\dots(2.13)$$

Dimana,

$N_u$  = Bilangan Nusselt

$R_e$  = Bilangan Reynold

$P_r$  = Bilangan Prandtl pada suhu air 28°C

Seterlah mengitung nilai bilangan *Nusselt*, secara umum koefisien perpindahan panas rata-rata untuk aliran fluida melewati susunan *shell* dapat kita dapatkan dengan persamaan berikut:

$$h_s = \frac{N_u \cdot K}{d_s} \dots\dots\dots(2.14)$$

Dimana,

$h_s$  = koefisien konveksi shell  $\left( \frac{\text{watt}}{\text{m}^2 \cdot \text{°C}} \right)$

$N_u$  = Bilangan Nusselt

$K$  = konduktivitas air pada suhu 28°C  $\left( \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{°C}} \right)$

$d_s$  = diameter shell (m)

#### 2.4.6 Koefisien Perpindahan Panas Menyeluruh ( $U_c$ )

Koefisien perpindahan panas menyeluruh didefinisikan sebagai koefisien hambatan termal total menuju perpindahan panas diantara dua fluida (fluida panas dan fluida dingin). Luas permukaan yang menerima kalor pada pipa tidaklah sama untuk ke dua fluida, fluida yang satu luas permukaannya didasarkan pada permukaan dalam pipa dan fluida yang lain didasarkan pada permukaan luar pipa. Koefisien perpindahan panas menyeluruh dapat diketahui dengan menggunakan persamaan berikut :

$$U_c = \frac{T_{si} - T_{ti}}{\frac{1}{h_t} + \frac{\ln\left(\frac{0.0177}{0.0127}\right)}{2 \times \pi \times L_t \times k} + \frac{1}{h_s}} \dots\dots\dots (2.15)$$

Dimana:

$U_c$  = Koef. perpindahan panas menyeluruh  $\left(\frac{\text{Watt}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}\right)$

$T_{si}$  = Temeperatur input fluida panas ( $^\circ\text{C}$ )

$T_{ti}$  = Temeperatur input fluida dingin ( $^\circ\text{C}$ )

$h_t$  = Koefisien konveksi tube ( $\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ )

$h_s$  = Koefisien konveksi shell ( $\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ )

$k$  = Konduktivitas bahan besi ( $\text{W}/\text{m} \cdot ^\circ\text{C}$ )

$L_t$  = Panjang tube (m)

**2.4.7 Faktor Pengotoran ( $R_f$ )**

Faktor pengotoran ini sangat mempengaruhi perpindahan kalor pada alat penukar kalor. Pengotoran ini dapat terjadi endapan dari fluida yang mengalir, juga disebabkan oleh korosi pada komponen dari alat penukar kalor akibat pengaruh dari jenis fluida yang dialirinya. Selama alat penukar kalor ini dioperasikan maka pengaruh pengotoran pasti akan terjadi. Terjadinya pengotoran tersebut dapat mengganggu atau mempengaruhi temperatur fluida mengalir dan dapat menurunkan atau mempengaruhi koefisien perpindahan panas menyeluruh dari fluida tersebut.

Faktor pengotoran dapat dicari dengan persamaan :

$$R_f = \frac{1}{U_d} - \frac{1}{U_c} \dots\dots\dots (2.16)$$

Dimana,

$R_f$  = Faktor pengotoran ( $\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{watt}$ )

$U_d$  = Koefisien perpindahan panas desain  $\left(\frac{\text{watt}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}\right)$

$U_c$  = Koef. perpindahan panas menyeluruh  $\left(\frac{\text{watt}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}\right)$

### 2.4.8 Laju Kapasitas Kalor (C)

Kapasitas kalor diartikan sebagai banyaknya kalor yang diserap oleh suatu benda bermassa tertentu untuk menaikkan suhu sebesar 1°C. Laju kapasitas kalor dapat diketahui dengan menggunakan persamaan :

Untuk perhitungan fluida dingin di shell

$$C_t = \dot{m}_t \cdot c_h \dots\dots\dots(2.17)$$

Untuk perhitungan fluida panas di sisi tube

$$C_s = \dot{m}_s \cdot c_c \dots\dots\dots(2.18)$$

Dimana,

$$C_t = \text{Kapasitas kalor tube} \left( \frac{\text{kJ}}{\text{s} \cdot ^\circ\text{C}} \right)$$

$$C_s = \text{Kapasitas kalor shell} \left( \frac{\text{kJ}}{\text{s} \cdot ^\circ\text{C}} \right)$$

$$\dot{m}_t = \text{Laju aliran massa pada tube} \left( \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)$$

$$\dot{m}_s = \text{Laju aliran massa pada shell} \left( \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)$$

$$c_c = \text{kalor jenis air pada suhu } 28^\circ\text{C} \left( \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} \right)$$

$$c_h = \text{kalor jenis air pada suhu } 120^\circ\text{C} \left( \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} \right)$$

### 2.4.9 Number of Transfer Unit (NTU)

*Number of Transfer Units (NTU)* digunakan untuk menghitung laju perpindahan panas dalam penukar panas (terutama penukar arus balik ) ketika tidak ada informasi yang cukup untuk menghitung *Log-Mean Temperature Difference (LMTD)*. *Number of Transfer Unit (NTU)* dapat menggunakan persamaan berikut :

$$NTU = \frac{A_s \cdot U_d}{C_{min}} \dots\dots\dots(2.19)$$

Dimana,

NTU = *Number of Transfer Unit*

As = Luas permukaan *tube* (m<sup>2</sup>)

Ud = Koefisien perpindahan panas desain  $\left(\frac{\text{watt}}{\text{m}^2 \cdot \text{°C}}\right)$

$$C_{min} = C_t \left(\frac{\text{kJ}}{\text{s} \cdot \text{°C}}\right)$$

## 2.5 *Thermocouple Temperature Sensor*

*Thermocouple* adalah dua logam yang didekatkan yang apabila terpapar oleh kalor dengan suhu tertentu akan menghasilkan beda potensial. Termokopel Suhu didefinisikan sebagai jumlah dari energi panas dari sebuah objek atau sistem. Perubahan suhu dapat memberikan pengaruh yang cukup signifikan terhadap proses ataupun material pada tingkatan molekul (Wilson, 2005). Sensor suhu adalah device yang dapat melakukan deteksi pada perubahan suhu berdasarkan pada parameter-parameter fisik seperti hambatan, ataupun perubahan voltage (Wilson, 2005). Salah satu jenis sensor suhu yang banyak digunakan sebagai sensor suhu pada suhu tinggi adalah termokopel.

Tipe K (Chromel (Ni-Cr alloy) / Alumel (Ni-Al alloy)) Termokopel untuk tujuan umum. Lebih murah. Tersedia untuk rentang suhu -200 °C hingga +1200 °C. Keluaran dari *thermocouple* berupa milivolt maka dari itu keluaran *thermocouple* harus dikuatkan dengan modul tambahan yang kemudian baru bisa dibaca oleh *microcontroller ATmega 8535*.

## **BAB III**

### **METODOLOGI PENELITIAN**

#### **3.1 Alat dan Bahan**

Adapun peralatan yang digunakan dalam penelitian kali ini adalah :

##### **3.1.1 Alat**

Alat yang digunakan dalam penelitian kali ini antara lain :

1. *Thermocouple type-K*
2. Pompa Sentrifugal
3. Pipa PVC
4. Pipa Besi
5. *Three Way PVC*
6. Tanki *Cooling Water*
7. Tangki Produk

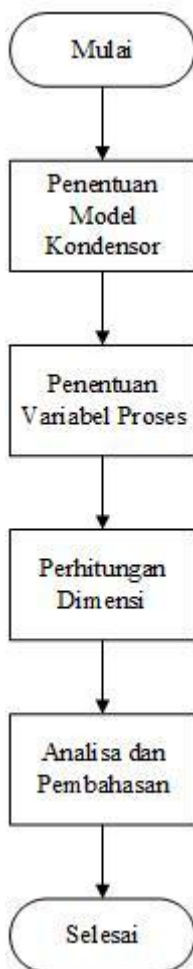
##### **3.1.2 Bahan**

Bahan yang digunakan dalam penelitian kali ini antara lain :

1. Besi
2. H<sub>2</sub>O

#### **3.2 Prosedur Penelitian**

Pada subbab ini dijelaskan mengenai prosedur tahapan dalam penelitian tugas akhir yang dilakukan. Dengan *flowchart* dibawah ini. Dimulai dengan penentuan model kondensor, penentuan variable-variabel proses, perhitungan dimensi, dan yang terakhir analisa dan pembahasan.



**Gambar 3.1** *Flowchart* penelitian



### 3.2.1 Penentuan Model Kondensor

Penentuan model kondensor digunakan untuk menentukan model kondensor yang akan digunakan. Model kondensor yang digunakan merupakan *surface condenser type shell and tube*.

### 3.2.2 Penentuan Variabel Proses

Penentuan variable proses digunakan untuk menentukan massa jenis air, massa jenis uap, kalor jenis air, kalor jenis uap, konduktivitas besi, viskositas air, suhu fluida dingin input, suhu fluida dingin output, suhu fluida panas (uap) input, suhu fluida panas output.

### 3.2.3 Perhitungan Dimensi

Pada tahap ini dilakukan perencanaan alat sesuai dengan studi literasi berupa desain yang telah ada dan memenuhi standart, kemudian disesuaikan dengan alat yang akan kita buat (dimensi). Perhitungan dimensi kondensor digunakan untuk menentukan koefisien perpindahan panas sisi *shell* dan *tube*, koefisien perpindahan panas keseluruhan, *heat duty*. Data-data yang digunakan untuk memodelkan kondensor berupa paramater yang sudah ditetapkan nilainya.

#### 3.2.3.1 Perhitungan Manual Condensor

Dalam perancangan *condenser* diperlukan beberapa perhitungan guna mengetahui efisiensi dari *condenser* yang dibuat, dengan perhitungan sebagai berikut :

1. Laju Perpindahan Kalor  
Besarnya perpindahan kalor dari fluida panas ke fluida dingin dapat dihitung dengan persamaan berikut (Kern,1950) :

$$Q = Q_{panas} = Q_{dingin}$$

$$Q_{dingin} = \dot{m}_c \cdot c_c \cdot \Delta T$$

$$Q_{dingin} = 0.5 \frac{kg}{s} \times 4.179 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C} \times (35 - 28)^\circ C$$

$$Q_{dingin} = 14.62 \text{ Watt}$$

Dimana,

$Q_{dingin}$  = perpindahan kalor air (Watt)

$\dot{m}_c$  = Laju massa air  $\left(\frac{kg}{s}\right)$

$c_c$  = Kalor jenis air pada suhu  $28^\circ C$   $\left(\frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C}\right)$

$\Delta T$  = Selisih temperatur rata – rata ( $^\circ C$ )

Diasumsikan bahwa kalor yang dilepaskan oleh fluida panas (uap) diserap seluruhnya dengan fluida dingin (air) sehingga kita bisa mengetahui laju massa uap sebagai berikut :

$$Q_{dingin} = \dot{m}_h \cdot c_h \cdot \Delta T$$

$$\dot{m}_h = \frac{Q_{panas}}{c_h \cdot \Delta T}$$

$$\dot{m}_h = \frac{14.62 \text{ Watt}}{4.185 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C} \cdot (120 - 30.53)^\circ C}$$

$$\dot{m}_h = 0.039 \frac{kg}{s}$$

Dimana,

$Q_{panas}$  = Perpindahan kalor air (Watt)

$\dot{m}_h$  = Laju massa uap  $\left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)$

$c_h$  = Kalor jenis air pada suhu  $120^\circ\text{C}$   $\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot^\circ\text{C}}\right)$

## 2. Beda Temperatur Rata-Rata Logaritma (LMTD)

Karena perbedaan temperatur di setiap bagian *condenser* tidak sama, maka perbedaan temperatur yang dipukul rata-rata setiap bagian *condenser*. Untuk menghitung suhu rata-rata dari fluida yang mengalir dalam *condenser* dapat menggunakan sebagai berikut:

$$\Delta LMTD = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln \left| \frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}} \right|}$$

$$\Delta T_{max} = T_{si} - T_{to} = 120^\circ\text{C} - 35^\circ\text{C} = 85^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{min} = T_{so} - T_{ti} = 30.53^\circ\text{C} - 28^\circ\text{C} = 2.53^\circ\text{C}$$

$$\Delta LMTD = \frac{85 - 2.53}{\ln \left| \frac{85}{2.53} \right|}$$

$$\Delta LMTD = 23.466^\circ\text{C}$$

Dimana,

$\Delta LMTD$  = Perubahan beda temperatur ( $^\circ\text{C}$ )

$T_{si}$  = Suhu input shell ( $^\circ\text{C}$ )

$T_{so}$  = Suhu output shell ( $^\circ\text{C}$ )

$T_{ti}$  = Suhu input tube ( $^\circ\text{C}$ )

$T_{to}$  = Suhu output tube ( $^{\circ}\text{C}$ )

3. Koefisien Perpindahan Kalor Desain ( $U_d$ )

Koefisien perpindahan kalor desain dipengaruhi oleh perpindahan kalor, luas permukaan perpindahan kalor dan rata-rata logaritmik dari perbedaan suhu antara aliran panas dan dingin. Untuk menghitung koefisien perpindahan kalor desain dapat diketahui menggunakan persamaan :

$$U_d = \frac{Q}{A \cdot LMTD}$$

$$U_d = \frac{14.62 \text{ Watt}}{0.522 \text{ m}^2 \cdot 23.466^{\circ}\text{C}}$$

$$U_d = 1.194 \frac{\text{Watt}}{\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}}$$

Dimana,

$U_d$  = Koefisien perpindahan kalor desain  $\frac{\text{Watt}}{\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}}$

$Q$  = Perpindahan kalor (Watt)

$A$  = Luas permukaan perpindahan kalor ( $\text{m}^2$ )

$\Delta LMTD$  = Perubahan beda temperatur ( $^{\circ}\text{C}$ )

4. Perhitungan Tube

Perhitungan terkait luas permukaan perpindahan kalor total pada *tube* dapat diketahui menggunakan persamaan berikut :

$$A_t = N_t \frac{a't}{n}$$

$$A_t = 16 \frac{(0.031)}{1}$$

$$A_t = 0.51 \text{ m}^2$$

Dimana,

$A_t$  = Luas permukaan perpindahan kalor total ( $\text{m}^2$ )

$N_t$  = Jumlah tube

$a't$  = Luas aliran tiap tube ( $\text{m}^2$ )

$n$  = jumlah tube passes

Perpindahan panas akibat fluida yang mengalir didalam pipa termasuk pada aliran internal. Dalam aliran internal biasa dibagi menjadi 2 jenis aliran. Aliran laminar dan aliran turbulen. Untuk membedakan jenis aliran fluida dalam *tube* dapat diketahui dengan persamaan bilangan *Reynold* sebagai berikut :

$$R_e = \frac{d_t \cdot \dot{v}_t}{\mu \text{ air}}$$

$$R_e = \frac{0.0127 \text{ m} \cdot 1906.373 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}}}{0.000216 \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}}$$

$$R_e = 112087.67$$

Dimana,

$R_e$  = Reynold number

$d_t$  = Diameter tube (m)

$\dot{v}_t$  = Kecepatan aliran massa tube  $\left(\frac{kg}{m^2 \cdot s}\right)$

$\mu_{air}$  = Viskositas air pada suhu 120°C  $\left(\frac{kg}{m \cdot s}\right)$

Jadi jenis aliran dalam tube berupa aliran turbulen, karena  $Re > 2300$  (Incropera :1996). Dalam aliran turbulen *Nusselt* dapat dihitung menggunakan persamaan berikut. Dengan pengaruh dari jenis perpindahan panas yang terjadi menjadi salah satu factor yang diperhitungkan.

$$N_u = 0.012 \cdot (Re^{0.87} - 100) \cdot Pr^{0.3}$$

$$N_u = 0.012 \times (112087.67^{0.87} - 100) \times 4.33^{0.3}$$

$$N_u = 458.651$$

Dimana,

$N_u$  = Bilangan Nusselt

$Re$  = Bilangan Reynold

$Pr$  = Bilangan Prandtl pada suhu air 120°C

Seterlah mengitung nilai bilangan *Nusselt*, secara umum koefisien perpindahan panas rata-rata untuk aliran fluida melewati susunan *tube* dapat kita dapatkan dengan persamaan berikut:

$$h_t = \frac{N_u \cdot K}{d_t}$$

$$h_t = \frac{458.651 \times 1.14 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C}}{0.0127 m}$$

$$h_t = 41170.29 \frac{\text{Watt}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

Dimana,

$$h_t = \text{koefisien konveksi tube} \left( \frac{\text{watt}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}} \right)$$

$N_u$  = Bilangan Nusselt

$$K = \text{konduktivitas air pada suhu } 120^\circ\text{C} \left( \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} \right)$$

$d_t$  = diameter tube (m)

#### 5. Perhitungan *Shell*

Perhitungan terkait luas permukaan perpindahan kalor total pada *shell* dapat diketahui menggunakan persamaan berikut:

$$A_s = \frac{2\pi \cdot r_s^2 + 2\pi \cdot r_s \cdot t_s}{n}$$

$$A_s = \frac{(2 \times 3.14 \times 0.0635^2 \text{m}) + (2 \times 3.14 \times 0.0635 \times 0.8)}{1}$$

$$A_s = 0.142 \text{ m}^2$$

Dimana,

$A_s$  = Luas permukaan perpindahan kalor total ( $\text{m}^2$ )

$r_s$  = Jari – jari shell (m)

$t_s$  = Tinggi shell (m)

$n$  = jumlah shell

Perpindahan panas akibat fluida yang mengalir didalam pipa termasuk pada aliran internal. Dalam aliran internal biasa dibagi menjadi 2 jenis aliran. Aliran laminar dan aliran turbulen. Untuk membedakan jenis aliran fluida dalam *shell*

dapat diketahui dengan persamaan bilangan *Reynold* sebagai berikut:

$$R_e = \frac{d_t \cdot \dot{v}_s}{\mu \text{ air}}$$

$$R_e = \frac{0.127 \text{ m} \times 0.808 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}}}{0.00086 \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}}$$

$$R_e = 119.32$$

Dimana,

$R_e$  = Reynold number

$d_s$  = Diameter shell (m)

$\dot{v}_s$  = Kecepatan aliran massa shell  $\left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}}\right)$

$\mu \text{ air}$  = Viskositas air pada suhu 28°C  $\left(\frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}\right)$

Jadi jenis aliran dalam tube berupa aliran laminar, karena  $Re$  bernilai 40-4000 (Incropera :1996). Dalam aliran turbulen *Nusselt* dapat dihitung menggunakan persamaan berikut. Dengan pengaruh dari jenis perpindahan panas yang terjadi menjadi salah satu factor yang diperhitungkan.

$$N_u = 0.683 \cdot R_e^{0.466} \cdot P_r^{1/3}$$

$$N_u = 0.683 \times 119.32^{0.466} \times 5.85^{1/3}$$

$$N_u = 12.365$$

Dimana,

$N_u$  = Bilangan Nusselt



$R_e$  = Bilangan Reynold

$P_r$  = Bilangan Prandtl pada suhu air 28°C

Seterlah mengitung nilai bilangan *Nusselt*, secara umum koefisien perpindahan panas rata-rata untuk aliran fluida melewati susunan *shell* dapat kita dapatkan dengan persamaan berikut:

$$h_s = \frac{N_u \cdot K}{d_s}$$

$$h_s = \frac{12.365 \times 0.614 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C}}{0.127 m}$$

$$h_s = 59.78 \frac{Watt}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Dimana,

$h_s$  = koefisien konveksi shell  $\left( \frac{watt}{m^2 \cdot ^\circ C} \right)$

$N_u$  = Bilangan Nusselt

$K$  = konduktivitas air pada suhu 28°C  $\left( \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C} \right)$

$d_s$  = diameter shell (m)

#### 6. Koefisien Perpindahan Panas Menyeluruh ( $U_c$ )

Koefisien perpindahan panas menyeluruh didefinisikan sebagai koefisien hambatan termal total menuju perpindahan panas diantara dua fluida (fluida panas dan fluida dingin).). Luas permukaan yang menerima kalor pada pipa tidaklah sama untuk ke dua fluida, fluida yang satu luas permukaannya didasarkan pada permukaan dalam pipa dan fluida yang lain didasarkan pada permukaan luar pipa.

Koefisien perpindahan panas menyeluruh dapat menggunakan persamaan berikut ini:

$$U_c = \frac{T_{si} - T_{ti}}{\frac{1}{h_t} + \frac{\ln\left(\frac{0.0177}{0.0127}\right)}{2 \times \pi \times L_t \times k} + \frac{1}{h_s}}$$

$$U_c = \frac{120 - 28}{\frac{1}{41170.067} + \frac{\ln\left(\frac{0.0177}{0.0127}\right)}{2 \times 3.14 \times 0.8 \times 50.2} + \frac{1}{59.78}}$$

$$U_c = 5091.724 \frac{Watt}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Dimana,

$U_c$  = Koef. perpindahan panas menyeluruh ( $\frac{Watt}{m^2 \cdot ^\circ C}$ )

$T_{si}$  = Temperatur input fluida panas ( $^\circ C$ )

$T_{ti}$  = Temperatur input fluida dingin ( $^\circ C$ )

$h_t$  = Koefisien konveksi tube ( $W/m^2 \cdot ^\circ C$ )

$h_s$  = Koefisien konveksi shell ( $W/m^2 \cdot ^\circ C$ )

$k$  = Konduktivitas bahan besi ( $W/m \cdot ^\circ C$ )

$L_t$  = Panjang tube (m)

#### 7. Faktor Pengotoran ( $R_f$ )

Faktor pengotoran ini sangat mempengaruhi perpindahan kalor pada alat penukar kalor. Pengotoran ini dapat terjadi endapan dari fluida yang mengalir, juga disebabkan oleh korosi pada komponen dari alat penukar kalor akibat pengaruh dari jenis fluida yang dialirinya. Selama alat penukar kalor ini dioperasikan maka pengaruh pengotoran

pasti akan terjadi. Terjadinya pengotoran tersebut dapat mengganggu atau mempengaruhi temperatur fluida mengalir dan dapat menurunkan atau mempengaruhi koefisien perpindahan panas menyeluruh dari fluida tersebut. Faktor pengotoran dapat dicari dengan persamaan :

$$R_f = \frac{1}{U_d} - \frac{1}{U_c}$$

$$R_f = \frac{1}{1.194} - \frac{1}{5091.724}$$

$$R_f = 0.8372 \text{ m}^2 \cdot \text{°C/watt}$$

Dimana,

$R_f$  = Faktor pengotoran ( $\text{m}^2 \cdot \text{°C/watt}$ )

$U_d$  = Koefisien perpindahan panas desain  $\left( \frac{\text{watt}}{\text{m}^2 \cdot \text{°C}} \right)$

$U_c$  = Koef. perpindahan panas menyeluruh  $\left( \frac{\text{watt}}{\text{m}^2 \cdot \text{°C}} \right)$

#### 8. Laju Kapasitas Kalor

Kapasitas kalor diartikan sebagai banyaknya kalor yang diserap oleh suatu benda bermassa tertentu untuk menaikkan suhu sebesar  $1^\circ\text{C}$ . Laju kapassita kalor dapat didapat dari persamaan berikut :

$$C_t = \dot{m}_t \cdot c_h$$

$$C_t = 0.156 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 4.185 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{°C}}$$

$$C_t = 0.653 \frac{\text{kJ}}{\text{s} \cdot \text{°C}}$$

$$C_s = \dot{m}_s \cdot c_c$$

$$C_s = 0.481 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 4.179 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}}$$

$$C_s = 2.011 \frac{\text{kJ}}{\text{s} \cdot ^\circ\text{C}}$$

Dimana,

$$C_t = \text{Kapasitas kalor tube} \left( \frac{\text{kJ}}{\text{s} \cdot ^\circ\text{C}} \right)$$

$$C_s = \text{Kapasitas kalor shell} \left( \frac{\text{kJ}}{\text{s} \cdot ^\circ\text{C}} \right)$$

$$\dot{m}_t = \text{Laju aliran massa pada tube} \left( \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)$$

$$\dot{m}_s = \text{Laju aliran massa pada shell} \left( \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)$$

$$c_c = \text{kalor jenis air pada suhu } 28^\circ\text{C} \left( \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} \right)$$

$$c_h = \text{kalor jenis air pada suhu } 120^\circ\text{C} \left( \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} \right)$$

Dari laju kapasitas kalor yang didapat,  $C_s > C_t$  maka  $C_{\text{maks}} = C_s$  dan  $C_{\text{min}} = C_t$ .

#### 9. *Number of Transfer Unit (NTU)*

*Number of Transfer Units (NTU)* digunakan untuk menghitung laju perpindahan panas dalam penukar panas (terutama penukar arus balik ) ketika tidak ada informasi yang cukup untuk menghitung *Log-Mean Temperature Difference (LMTD)*. *Number of Transfer Unit (NTU)* dapat menggunakan persamaan berikut :

$$NTU = \frac{A_s \cdot U_d}{C_{\text{min}}}$$

$$NTU = \frac{0.142 \text{ m}^2 \times 1.194 \left( \frac{\text{watt}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}} \right)}{0.653 \frac{\text{kJ}}{\text{s} \cdot ^\circ\text{C}}}$$

$$NTU = 0.261$$

Dimana,

$NTU = \text{Number of Transfer Unit}$

$As = \text{Luas permukaan tube}(\text{m}^2)$

$Ud = \text{Koefisien perpindahan panas desain} \left( \frac{\text{watt}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}} \right)$

$$C_{min} = C_t \left( \frac{\text{kJ}}{\text{s} \cdot ^\circ\text{C}} \right)$$

Hasil volume diatas di dapatkan dari persamaan berikut:

1. Volume Water box

$$V_{Water\ Box} = (\pi \cdot r_{water\ box}^2 \cdot t_{water\ box}) \cdot 2$$

$$V_{Water\ Box} = (3.14 \times 6.35 \times 6.35 \times 10) \times 2$$

$$V_{Water\ Box} = 1.26 \text{ L}$$

2. Volume total Tube Sheet

$$V_{Total\ Tubesheet} = (\pi \cdot r_{tube}^2 \cdot t_{tube}) \cdot 16$$

$$V_{Total\ Tubesheet} = (3.14 \times 0.635 \times 0.635 \times 80) \times 16$$

$$V_{Total\ Tubesheet} = 1.62 \text{ L}$$

3. Total Cooling Water

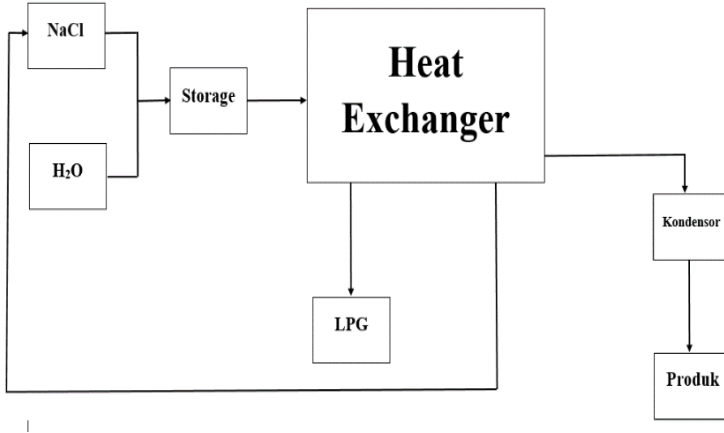
$$V_{total\ cooling\ water} = (V_{water\ box} \times 2) + V_{tube\ sheet}$$

$$V_{total\ cooling\ water} = (1.26 \times 2) + 1.62$$

$$V_{total\ cooling\ water} = 4.15 \text{ L}$$

### 3.3 Blok Flow Diagram

Berikut adalah Blok Flow Diagram Diagram perancangan *surface condenser type shell and tube* pada *mini desalination water plant* sebagai berikut :

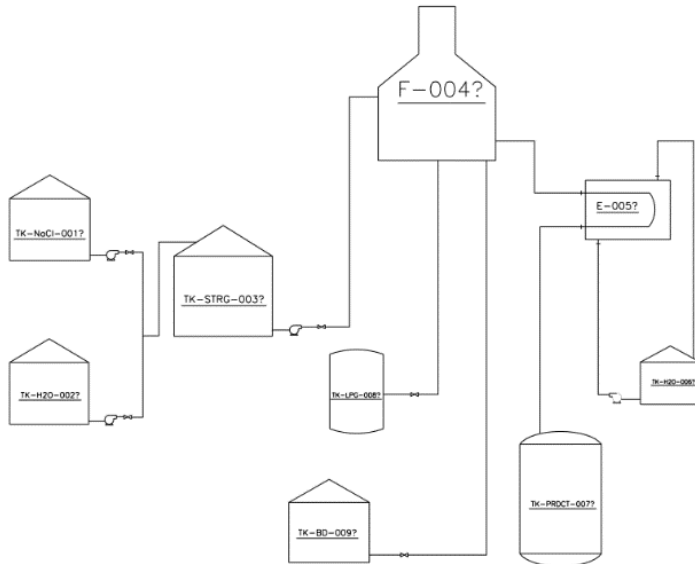


**Gambar 3. 2** Blok Flow Diagram

Mekanisme kerja plant ini yaitu H<sub>2</sub>O dan NaCl dialirkan menuju *storage*, H<sub>2</sub>O dialirkan secara kontinyu sedangkan NaCl dikendalikan. Saat H<sub>2</sub>O dan NaCl dialirkan menuju *storage* terjadi pencampuran di dalam pipa, larutan H<sub>2</sub>O dan NaCl dialirkan menuju *heat exchanger*. Di dalam *heat exchanger* larutan dipanaskan, larutan bersuhu tinggi dialirkan menuju *saturated vapor storage*. Uap panas masuk ke dalam kondensor. Di dalam kondensor uap panas didinginkan menggunakan aliran H<sub>2</sub>O, uap yang telah menjadi air dialirkan menuju tank produk.

### 3.4 Proses Flow Diagram

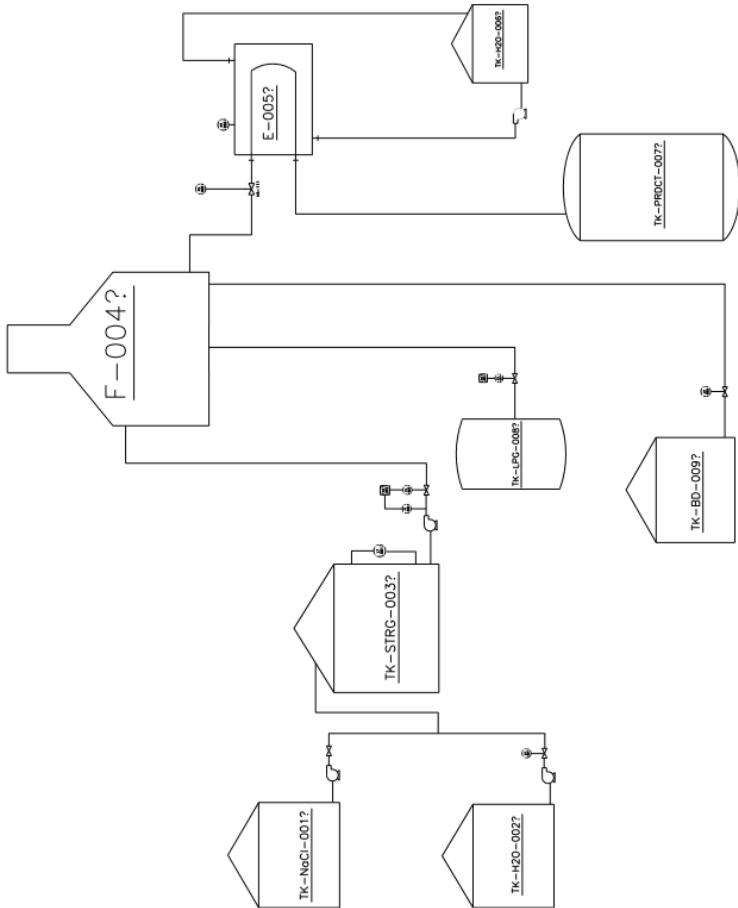
Berikut adalah Proses Flow Diagram perancangan *surface condenser type shell and tube* pada *mini desalination water plant* sebagai berikut :



**Gambar 3. 3** Proses Flow Diagram

### 3.5 Piping & Instrument Diagram

Berikut adalah Piping & Instrument Diagram perancangan *surface condenser type shell and tube* pada *mini desalination water plant* sebagai berikut :



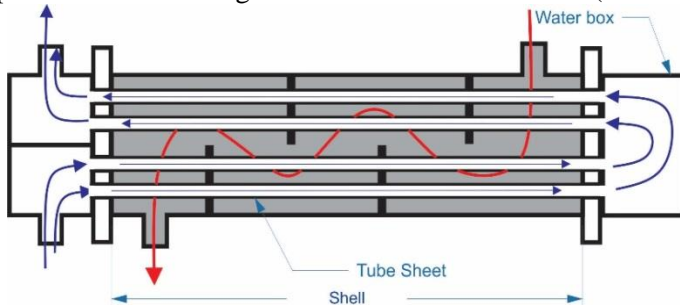
**Gambar 3. 4** Piping & Instrument Diagram



## BAB IV HASIL

### 4.1 Analisis Proses *Mini Desalination Water Plant*

Desalinasi merupakan sebuah proses penguapan konsentrasi garam pada suatu larutan. Pada dasarnya terdapat berbagai macam prinsip proses desalinasi. Pada *Mini Desalination Water Plant* menggunakan salah satu prinsip desalinasi yaitu menggunakan proses pemanasan. Proses yang terjadi pada plant ini yaitu adanya pemanasan percampuran air dengan garam (NaCl) dengan konsentrasi yang disesuaikan dengan konsentrasi kadar garam pada air laut. Selanjutnya air dengan kadar konsentrasi tertentu memasuki *condenser* untuk dipanaskan. Air dalam *condenser* dipanaskan hingga berubah menjadi uap, terdapat proses penguapan yang selanjutnya memasuki kondensor untuk digunakan dan kembali pada fase cair. Cara kerja kondensor sendiri yaitu uap dengan suhu sebesar ( $T=120^{\circ}\text{C}$ ) masuk melalui input shell dan menghasilkan air dengan suhu sebesar ( $T=30.53^{\circ}\text{C}$ ). Untuk tube sendiri dialiri dengan air dingin dengan suhu sebesar ( $T=28^{\circ}\text{C}$ ) guna mendinginkan uap yang melalui shell, air yang keluar dari output tube sendiri mengalami kenaikan suhu sebesar ( $T=35^{\circ}\text{C}$ ).



**Gambar 4.1** Proses *condenser*

#### 4.2 Analisa Penentuan Model *Condenser*

Kondensor yang saat ini digunakan di industri salah satunya *direct contact condenser* yang cara kerjanya dilakukan dengan cara *spray*. Namun kondensor ini memiliki kelemahan yaitu mencampurkan air pendingin dan uap secara langsung sehingga, steam akan menempel pada butiran-butiran air pendingin tersebut dan akan mengalami kontak temperatur, selanjutnya uap akan terkondensasi dan tercampur dengan air pendingin yang mendekati fase saturated (basah). Kondensor jenis *surface* memiliki proses lebih baik karena uap dan air tidak tercampur secara langsung karena cara kerja *surface* sendiri dengan cara mengalirkan uap ke dalam ruangan yang berisi susunan pipa dan uap tersebut akan memenuhi permukaan luar pipa sedangkan air yang berfungsi sebagai pendingin akan mengalir di dalam pipa (tube side). Sehingga dapat dikatakan bahwa hasil dari kondensor jenis *surface* memiliki nilai lebih baik.

#### 4.3 Hasil Penentuan Variabel Proses di *Condenser*

Untuk menentukan perhitungan dimensi terlebih dahulu menentukan variable proses yaitu massa jenis air, massa jenis uap, kalor jenis air, kalor jenis uap, konduktivitas besi, viskositas air, suhu fluida dingin input, suhu fluida dingin output, suhu fluida panas (uap) input, suhu fluida panas output.

Hasil penentuan variable proses telah dituliskan pada tabel 4.1 yang mana telah ditentukan parameter dan nilai dari penentuan model *condenser*.

**Tabel 4.1** Variabel Proses

NO	PARAMETER	NILAI
1	Massa jenis air	1000 $\frac{kg}{m^3}$
2	Massa jenis uap	2750 $\frac{kg}{m^3}$
3	Kalor jenis air	1 $\frac{kcal}{g.^{\circ}C}$

NO	PARAMETER	NILAI
4	Kalor jenis uap	$540 \frac{\text{kal}}{\text{g} \cdot ^\circ\text{C}}$
5	Konduktivitas besi	$80.2 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot ^\circ\text{C}}$
6	Viskositas air	$0.00018 \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}$
7	Suhu fluida dingin input	$28^\circ\text{C}$
8	Suhu fluida dingin output	$35^\circ\text{C}$
9	Suhu fluida panas input	$120^\circ\text{C}$
10	Suhu fluida panas output	$30.53^\circ\text{C}$

Suhu fluida dingin input ditetapkan  $28^\circ\text{C}$  karena air yang digunakan dari PDAM dengan suhu normal  $28^\circ\text{C}$ . Suhu fluida dingin output ditetapkan  $35^\circ\text{C}$  karena di dalam kondensor terjadi kontak antara fluida dingin dengan fluida panas dimana uap yang memiliki temperature panas akan bersinggungan dengan air pendingin yang berfungsi untuk menyerap kalor dari uap, sehingga fluida dingin input mengalami kenaikan temperature menjadi lebih panas. Suhu fluida panas input (uap) sendiri ditetapkan  $120^\circ\text{C}$ , karena uap dari *saturated vapor storage* sendiri memiliki temperature  $120^\circ\text{C}$ . Sedangkan suhu fluida panas output memiliki suhu  $30.53^\circ\text{C}$ , karena di dalam kondensor terjadi kontak antara kedua dimana uap yang memiliki temperature panas akan bersinggungan dengan air pendingin yang berfungsi untuk menyerap kalor dari uap tersebut, sehingga temperature uap akan turun dan terkondensasi.

#### 4.4 Hasil Perhitungan Dimensi di *Condenser*

Perancangan *design condenser* dimulai dari penentuan dimensi ukuran yang ditentukan dan kapasitas yang ditampung,. Pemodelan pada kondensor digunakan untuk mendapatkan nilai laju perpindahan kalor (Q), beda temperatur rata-rata logaritma

(LMTD), koefisien perpindahan kalor disain ( $U_d$ ), perhitungan tube ( $A_t$ ), luas permukaan perpindahan kalor ( $A_s$ ), koefisien perpindahan panas menyeluruh ( $U_c$ ), factor pengotoran ( $R_f$ ), laju kapasitas kalor ( $C$ ), dan *Number of Transfer Unit* (NTU).

**Tabel 4.2** Hasil Perhitungan

NO	PARAMETER	VARIABEL	HASIL
1.	Perpindahan kalor air	$Q_{dingin}$	14.62 Watt
2.	Laju massa air	$\dot{m}_h$	$0.039 \frac{kg}{s}$
3.	Beda temperature rata-rata logaritma (LMTD)	$LMTD$	23.466 °C
4.	Koefisien perpindahan kalor desain	$U_d$	$1.194 \frac{Watt}{m^2 \cdot ^\circ C}$
5.	Perhitungan tube	$A_t$	$0.51 m^2$
6.	<i>Reynold</i>	$Re_e$	112087.67
7.	<i>Nusselt</i>	$N_u$	458.651
8.	Koefisien konveksi tube	$h_t$	$41170.29 \frac{Watt}{m^2 \cdot ^\circ C}$
9.	Luas permukaan perpindahan kalor total	$A_s$	$0.142 m^2$
10.	<i>Reynold</i>	$Re_e$	119.32
11.	<i>Nusselt</i>	$N_u$	12.365
12.	Koefisien konveksi shell	$h_s$	$59.78 \frac{Watt}{m^2 \cdot ^\circ C}$
13.	Koefisien perpindahan panas menyeluruh	$U_c$	$5091.724 \frac{Watt}{m^2 \cdot ^\circ C}$

NO	PARAMETER	VARIABEL	HASIL
14.	Faktor pengotoran	$R_f$	$0.8372 \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{Watt}$
15.	Kapasitas kalor tube	$C_t$	$0.653 \frac{kJ}{s \cdot ^\circ C}$
16.	Kapasitas kalor shell	$C_s$	$2.011 \frac{kJ}{s \cdot ^\circ C}$
17.	<i>Number of Transfer Unit</i>	<i>NTU</i>	0.261

Untuk memudahkan dalam memahami inti dari perancangan dan perhitungan maka dapat dicermati tabel berikut ini:

**Tabel 4.2** Perancangan dan Perhitungan *Condenser*

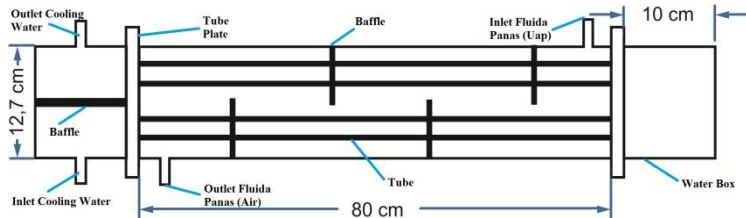
NO	PARAMETER	NILAI
1.	Diameter <i>shell</i>	0.127m
2.	Panjang <i>shell</i>	0.8 m
3.	Bahan <i>shell</i>	Besi
4.	Suhu inlet <i>shell</i>	120°C
5.	Suhu outlet <i>shell</i>	30.53 °C
6.	Fluida didalan <i>shell</i>	Uap
7.	Diameter <i>tube</i>	0.0127 m
8.	Panjang <i>tube</i>	0.8 m
9.	Bahan <i>tube</i>	Besi
10.	Suhu inlet <i>tube</i>	28°C
11.	Suhu outlet <i>tube</i>	35°C
12.	Fluida didalam <i>tube</i>	Air

Kemudian dilakukan perhitungan volume *water box*, volume *tube sheet*, dan volume *cooling water total*. Berikut adalah hasil perhitungan volume *water box*, *tube sheet*, dan volume *cooling water total*.

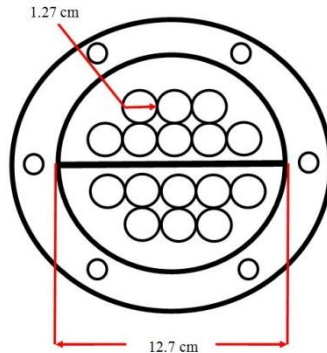
**Tabel 4.4** Volume dalam *Condenser*

PARAMETER	NILAI
Volume <i>water box</i>	1.26 L
Volume <i>total tube sheet</i>	1.62 L
Volume <i>cooling water total</i>	4.15 L

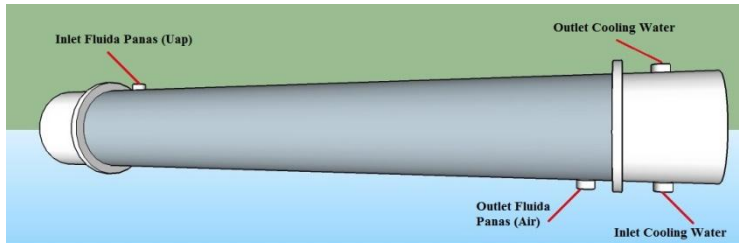
Berikut dimensi *surface condenser type shell and tube* yang telah ditentukan:

**Gambar 4.2** Dimensi *condenser*

Berdasarkan Gambar 4.2 menjelaskan bahwa panjang *water box* 10 cm, diameter *water box* 12.7 cm, panjang *shell and tube* 80 cm, 4 buah *baffle* (pemisah), dan *tube input output*  $\frac{1}{2}$  dim.

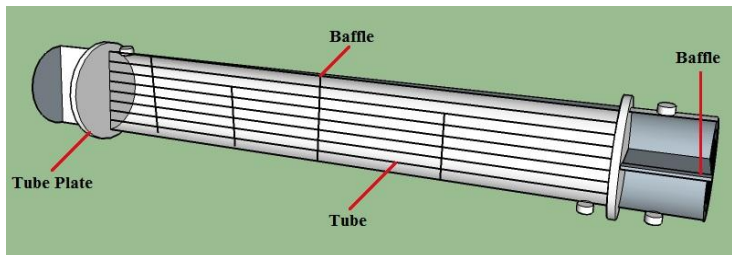
**Gambar 4.3** *Tube*

Berdasarkan Gambar 4.3 dijelaskan diameter *tube* 1.27 cm, diameter *shell* 12.7 cm, sedangkan jumlah *tube* sebanyak 16.



**Gambar 4.4** *Condenser* Tampak Luar

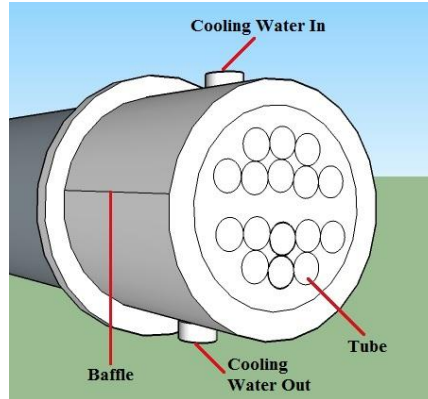
Pada Gambar 4.4 terdapat gambar 3D *condenser* tampak luar menunjukkan adanya *inlet* fluida panas (uap), *outlet* fluida panas (air), *inlet cooling water* dan *outlet cooling water*.



**Gambar 4.5** *Condenser* Tampak Dalam

Dalam Gambar 4.5 terdapat 16 buah *tube*, 5 buah *baffle* (pemisah), dan 2 buah *tube plate*.

Pada Gambar 4.6 dibawah ini terdapat gambar 3D *condenser* tampak *tube* menunjukkan terdapat 16 buah *tube* yang masing-masing 8 buah *tube* dipisahkan oleh *baffle* (pemisah), guna memisahkan antara *cooling water in* dan *cooling water out*.



**Gambar 4.6** *Condenser Tampak Tube*

Dari hasil perhitungan desain diatas didapatkan hasil pembuatan sebagai berikut :

Dimana fluida pendingin di dalam *shell* yang dipergunakan yaitu air dengan suhu normal ( $T = 28^{\circ}\text{C}$ ) dan fluida panas yang dipergunakan yaitu uap ( $T = 120^{\circ}\text{C}$ ). Untuk model yang digunakan merupakan *surface condenser type shell and tube*. Dari dimensi yang ditentukan maka dapat digunakan sebagai acuan dalam membuat desain mekanik *condenser* dengan *type shell and tube* sebagai berikut :



**Gambar 4.7** *Shell Condenser*



*Shell condenser* berbentuk tabung terdapat 2 lubang di samping kanan dan kiri yang dipergunakan sebagai aliran *in and out*, uap dan air. Tabung terbuat dari besi dengan panjang 100 cm, diameter 12.7 cm. Didalam *shell* akan mengalir fluida panas berupa uap dengan kisaran suhu ( $T = 120^{\circ}\text{C}$ ).



**Gambar 4.8** *Tube*

*Tube* terbuat dari besi dengan panjang 80 cm, diameter dalam 1.27 cm, banyak tube 16. Didalam *tube* sendiri akan mengalir fluida dingin berupa air bersuhu ( $T = 28^{\circ}\text{C}$ ).

#### **4.5 Pembahasan Kinerja Plant**

Sebelum mendesain kondensor, dibutuhkan data variable proses yaitu massa jenis air, massa jenis uap, kalor jenis air, kalor jenis uap, konduktivitas besi, viskositas air, suhu fluida dingin input, suhu fluida dingin output, suhu fluida panas (uap) input, suhu fluida panas output. Data ini dibutuhkan untuk langkah – langkah selanjutnya. Menentukan dimensi kondensor, menghitung volume *water box*, volume *tube sheet*, dan volume *cooling water total*.

Dan dari perancangan kondensor diatas dapat menghitung nilai laju perpindahan kalor ( $Q$ ), beda temperatur rata-rata logaritma (LMTD), koefisien perpindahan kalor disain ( $U_d$ ), perhitungan *tube* ( $A_t$ ), luas permukaan perpindahan kalor ( $A_s$ ), koefisien perpindahan panas menyeluruh ( $U_c$ ), factor pengotoran

( $R_f$ ), laju kapasitas kalor ( $C$ ), dan *Number of Transfer Unit* (NTU).

Pada saat percobaan running kondensor didapatkan hasil bahwa tidak terdapat kebocoran, tetapi pada inlet uap terdapat kebocoran sedikit. Untuk mengubah uap menjadi air memerlukan waktu 1 sampai 2 jam *running plant*. Untuk mendeteksi perubahan temperatur *surface condenser type shell and tube* pada *mini desalination water plant* menggunakan sensor termokope stick *type K*. Pemasangan termokopel pada *condenser* diletakkan mendekati outlet dari *cooling water*. Hal ini bertujuan untuk mengetahui perubahan temperatur air setelah melewati *tubesheet condenser*. Dari data percobaan yang telah dilakukan dapat diketahui bahwa kenaikan temperatur dari *cooling water* ketika uap sudah memasuki input *condenser*.

## **BAB V**

### **KESIMPULAN DAN SARAN**

#### **5.1 Kesimpulan**

Berdasarkan analisis data dan pembahasan, dapat diambil kesimpulan mengenai analisa perhitungan hasil pemodelan dan perancangan *surface condenser type shell and tube* pada *mini desalination water plant* maka didapatkan kesimpulan sebagai berikut :

1. Model kondensor yang digunakan merupakan *surface condenser type shell and tube*.
2. Dari penentuan variabel – variabel proses setelah dilakukan perancangan *surface condenser type shell and tube* pada *mini desalination water plant*, didapat dimensi dengan diameter *shell* 0.127m, panjang *shell* 0.8m, diameter *tube* 0.0127m, panjang *tube* 0.8m dan jumlah *tube* 16 buah.

#### **5.2 Saran**

Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan terdapat beberapa saran diantaranya sebagai berikut :

1. Kondensor dirancang dengan menggunakan persamaan yang lain.
2. Sebelum perhitungan dimensi lebih baik menentukan jenis bahan yang akan digunakan terlebih dahulu.
3. Dilakukan simulasi pada keseluruhan *condenser*.

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## DAFTAR PUSTAKA

- Yuliarti, I. F. (2016). Pengaruh Penambahan Tapioka pada Inhibitor Ekstrak Daun Jambu Biji (*Psidium guajava* L.) terhadap Efisiensi Inhibisi Korosi Baja Api 5L grade B pada Lingkungan Ph 4 dan Ph 7. Dalam Tugas Akhir. Surabaya: Jurusan Teknik Material dan Metalurgi, Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- Sunaryo, Geni Rina. (1999). Perancangan Sistim Pemurnian Air Laut Menjadi Air Tawar Berdasarkan Metoda Desalination Multistage Flash Distillation (MSF). Serpong. ISSN No. 1410-0533 P2KTN-BATAN.
- Indriaty, P. W. (2010). Analisa Efisiensi Desalinasi Unit 1 B PT. Pembangkit Jawa Bali UP. Muara Karang. Jakarta: Program Studi Fisika, Fakultas Sains dan Teknologi Universitas Islam Negeri Syarif Hidayatullah Jakarta.
- Ur, U. (2011). Heat Transfer Optimization of Shell-and-Tube Heat Exchanger through CFD Studies. Goteborg: CHALMERS UNIVERSITY OF TECHNOLOGY.
- Thirumarimurugan, M. (2008) "Performance Analysis of Shell and Tube Heat Exchanger Using Miscible System," American Journal of Applied Sciences 5, p. 548.
- Kern, D. Q. (1998). Process Heat Transfer, Auckland: Mc Grow-Hill International Book Company.
- Sunaryo, G. R. (1999) "Perancangan Sitim Pemurnian Air Laut Menjadi Air Tawar Berdasarkan Metoda Desalinasi Multistage Flash Distillation," Prosiding Presentasi Ilmiah Teknologi Keselamatan NukliNV, vol. 1, p. 2.
- Bizzy, R.Setiadi, 2013, Studi perhitungan alat Penukar Kalor type Shell and tube dengan Program Heat Transfer Research Inc. (HTRI) , Jurnal Rekayasa Mesin Vol. 3 Universitas Sriwijaya, Palembang.

## BIODATA



Fitriyyah Khammamah merupakan nama lengkap penulis dengan nama panggilan “Tya atau Khammamah”. Penulis dilahirkan di Surabaya pada tanggal 16 Juni 1997. Penulis merupakan anak kedua dari dua bersaudara. Pada saat ini penulis tinggal di Jalan Dukuh Kupang Utara 1 GX/9, Kelurahan Dukuh Kupang, Kecamatan Dukuh Pakis, Surabaya. Pada tahun 2009, penulis menyelesaikan pendidikan tingkat dasar di SDS Giki 1 Surabaya. Pada tahun 2012 penulis menyelesaikan pendidikan tingkat menengah pertama di SMP Negeri 34 Surabaya. Tahun 2015 berhasil menyelesaikan pendidikan tingkat menengah atas di SMA Negeri 11 Surabaya. Dan pada tahun 2018 ini, penulis mampu menyelesaikan gelar ahli madya di Program Studi DIII Teknologi Instrumentasi, Departemen Teknik Instrumentasi, Fakultas Vokasi, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya. Penulis berhasil menyelesaikan Tugas Akhir dengan judul “**PERANCANGAN SURFACE CONDENSER TYPE SHELL AND TUBE PADA MINI DESALINATION WATER PLANT**”. Bagi pembaca yang memiliki kritik dan saran mengenai tugas akhir ini, dapat menghubungi penulis melalui email [fitriyyahk@gmail.com](mailto:fitriyyahk@gmail.com).