



TUGAS AKHIR - TM 145688

ANALISIS PENGARUH PERBEDAAN MATERIAL TUBE PADA KONDENSOR UNIT 3 DAN 4 PT PJB UP GRESIK DITINJAU DARI LAJU PERPINDAHAN PANAS

ESTI NUR AFIFAH
NRP. 2112 038 009

Dosen Pembimbing
Ir. Joko Sarsetiyanto, MT
19610602 198701 1 001

PROGRAM STUDI DIPLOMA III KERJASAMA PT PLN (PERSERO)
JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2015



FINAL PROJECT - TM 145688

ANALYSIS OF UNIT 3 AND 4 CONDENSER' TUBES
MATERIAL DIFFERENCE IN PT PJB UP GRESIK
REVIEWED BY RATE OF HEAT TRANSFER

ESTI NUR AFIFAH
NRP 2112 038 009

Counselor Lecturer
Ir. Joko Sarsetlyanto, MT
NIP 19610602 198701 1 001

DIPLOMA III PT PLN (Persero) COOPERATIVE PROGRAM
DEPARTEMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
Faculty Of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute Of Technology
Surabaya 2015

**LEMBAR
PENGESAHAN**

"ANALISIS PENGARUH PERBEDAAN MATERIAL
TUBE PADA KONDENSOR UNIT 3 DAN 4
PT PJB UP GRESIK DITINJAU DARI
LAJU PERPINDAHAN PANAS"

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu
Syarat


Memperoleh Gelar Ahli Madya
Pada

Bidang Studi Konversi Energi
Program Studi Diploma III Kerjasama PT. PLN
(Persero) Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh
Nopember

Oleh:

ESTI NUR AFIFAH
NRP. 2112 038 009

Mengetahui dan Menyetujui
Dosen Pembimbing


Ir. Joko Sarsetiyanto, MT
NIP. 19610602 198701 1 001

SURABAYA, JULI 2015

ANALISIS PENGARUH PERBEDAAN MATERIAL TUBE PADA KONDENSOR UNIT 3 DAN 4 PT PJB UP GRESIK DITINJAU DARI LAJU PERPINDAHAN PANAS

Nama Mahasiswa : Esti Nur Afifah
NRP : 2112 038 009
Jurusan : D3 Teknik Mesin FTI - ITS
Dosen Pembimbing : Ir. Joko Sarsetiyanto, M.T.

Abstrak

Tube kondensor sebagai media perpindahan panas dari steam ke cooling water memiliki peran yang penting. Oleh karena itu diperlukan berbagai pertimbangan dalam pemilihan material tube kondensor dilihat dari berbagai sisi. Material tube kondensor di PT PJB UP Gresik merupakan aluminium brass yang terdiri dari 77.5% copper, 20.5% zinc dan 2% aluminium. Material bawaan ini sering mengalami kebocoran, oleh karena itu, PT PJB UP Gresik melakukan inovasi dengan mengganti material tube kondensor unit 3 dengan titanium pada tahun 1999. Dengan penggantian material ini perlu dilakukan pengkajian lebih lanjut dari berbagai aspek, seperti laju perpindahan panas, nilai NTU-effectiveness dan maintenance.

Pada tugas akhir ini proses perhitungan dilakukan dengan menggunakan analisis termodinamika dan perpindahan panas dengan data kevakuman dan temperatur yang sama agar hasil yang didapatkan relevan dan terfokus pada perbedaan material tube kondensor.

Hasil yang didapatkan berupa nilai laju perpindahan panas yang lebih besar di unit 4 yakni 6,08 kW pada zona desuperheating, 74.314 kW pada zona condensing dan 49,7 pada zona subcooling. Pada unit 3, laju perpindahan panas pada zona desuperheating sebesar 6,07 kW, pada zona condensing sebesar 69.071 kW dan pada zona subcooling sebesar 49,41 KW.

Kata kunci : effectiveness, kondensor, laju perpindahan panas, material, tube,

ANALYSIS OF UNIT 3 AND 4 CONDENSER' TUBES MATERIAL DIFFERENCE IN PT PJB UP GRESIK REVIEWED BY RATE OF HEAT TRANSFER

Student Name : Esti Nur Afifah
NRP : 2112 038 009
Department : D3 Mechanical Engineering FTI-ITS
Counselor Lecturer : Ir. Joko Sarsetiyanto, M.T.

Abstract

Condenser' tubes as a medium of heat transfer from steam to cooling water has an important purpose. Therefore we need a variety of considerations in the selection of the condenser tube material viewed from all side. Condenser' tubes material in PT PJB UP Gresik are aluminum brass composed of 77.5% copper, 20.5% zinc and 2% aluminum. This innate material often leak, therefore, PT PJB UP Gresik did an inovation by replacing the tubes made of alumunium brass in unit 3 by the tubes made of titanium in 1999. With the replacement of this material needs to a further studied of various aspects, such as the rate of heat transfer, the value of NTU-effectiveness and maintenance.

In this final project, process of calculation is done by using thermodynamics and heat transfer analysis that used the same data of vacuum and temperature so that the results obtained more relevant and focused on the difference of material condenser' tubes.

The results obtained by value of the rate of heat transfer which is unit 4 is greater than unit 3. The rate of the heat transfer are 6,08 kW, 74.314 kW and 49,7 kW at desuperheating zone, condensing zone and subcooling zone respectively. Whereas in unit 3 the rate of heat transfer are 6,07 kW, 69.071 kW and 49,41 kW at desupereheating zone, condensing zone and subcooling zone respectively.

Keyword : condenser, effectiveness, material, rate of heat trasfer, tube

KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan kepada Allah SWT, karena atas berkah dan rahmat-Nya, penulis dapat menyelesaikan tugas akhir ini dengan baik dalam waktu yang tepat. Dalam pembuatan tugas akhir ini, tidak terlepas dari dukungan dan bantuan dari berbagai pihak. Oleh karena itu, penulis ingin menyampaikan terimakasih kepada pihak-pihak yang telah mendukung pembuatan karya tulis ini baik secara langsung maupun tidak langsung, diantaranya adalah:

1. Bapak Ir. Joko Sarsetiyanto, MT, selaku dosen pembimbing tugas akhir yang selalu memberikan ilmu-ilmu yang bermanfaat, saran, serta membimbing penulis. Terimakasih atas waktu dan kesabaran dalam membimbing penulis.
2. Bapak Ir. Suhariyanto, MT, selaku Ketua Jurusan D3 Teknik Mesin FTI ITS. Terimakasih atas segala bantuan dan motivasi yang telah diberikan.
3. Ibu Ir. Sri Bangun Setyawati, MT, selaku dosen wali penulis, terimakasih atas segala nasihat dan bimbingan Ibu selama ini
4. Seluruh dosen dan karyawan D3 Teknik Mesin ITS.
5. Ibu Rochayani, SPd. AUD dan Bapak Tukiman, SPd., orang tua penulis yang tak henti-hentinya memberikan dukungan moral, spiritual, maupun material, dalam kondisi apapun. Terimakasih atas doa dan kasih sayang yang tidak ada hentinya, yang tidak pernah bisa dibalas oleh penulis. Doa ibu sepanjang masa.
6. Bapak Ir. Denny ME Soedjono, MT, bapak Dr Ir Heru Mirmanto, MT, bapak Dedy Zulhidayat Noor, ST, MT. PhD selaku dosen penguji.
7. Bapak Akhmad Subaydi, selaku mentor di PJB UP Gresik, yang mengantarkan penulis mencari data dan menggali informasi mengenai tugas akhir ini.
8. Bapak Ali Harijono yang telah memberika fasilitas selama di PJB UP Gresik.
9. RENDAL PLTU PJB Gresik, terimakasih atas segala waktu, bimbingan, kerjasama, dan ilmu yang telah diberikan kepada penulis.

10. Taufiq Muhammad Iqbal, adik kandung penulis yang selalu memberikan hiburan.
11. Luh Jingga Sasmita dan Erma Sulistyorini selaku partner TA dan KP.
12. Teman-teman sesama bimbingan perpindahan panas dan *heat exchanger*.
13. Due Naashrunisa, Nuruddin Afif, Rahmat Sholeh, Yudo Kusuma, alumni sealmamater SMA yang selalu direpotkan penulis.
14. Teman-teman D3 Teknik Mesin Kerjasama PLN angkatan 2012, yang telah menemani selama tiga tahun. Terimakasih atas kebersamaan dan kegalan selama ini.
15. Teman-teman D3 Teknik Mesin angkatan 2012, alumni, serta adik tingkat penulis, baik reguler maupun kerjasama PLN. Terimakasih atas pelajaran mengenai kehidupan yang telah kita jalani.
16. Sahabat penulis, teman masa kecil hingga sekarang, Ainun Nisa Nadhifah, *partner in crime*
17. Fauziah Tarizma Putri, teman sekaligus *aunt*, sahabat yang sudah pergi keluar negeri lebih dulu.
18. Seluruh *civitas* akademik D3 Teknik Mesin ITS.

Penulis menyadari masih banyak kekurangan dalam penyusunan tugas akhir ini. Oleh karena itu, penulis mengharapkan saran dan masukan dari semua pihak. Semoga tugas akhir ini dapat memberikan manfaat dan sumbangsih bagi perkembangan ilmu pengetahuan.

Surabaya, Juli 2015

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
HALAMAN PENGESAHAN	iii
ABSTRAK	iv
ABSTRACT	vi
KATA PENGANTAR	viii
DAFTAR ISI	x
DAFTAR GAMBAR	xiii
DAFTAR TABEL	xv
DAFTAR SIMBOL	xvi
BAB I PENDAHULUAN	
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Batasan Masalah	3
1.4 Tujuan.....	4
1.5 Manfaat.....	4
1.6 Sistematika Penulisan	4
BAB II DASAR TEORI	
2.1. Gambaran Umum PLTU.....	7
2.2. Pengertian Kondensor.....	8
2.2.1. Klasifikasi Kondensor	9
2.3. Analisis Termodinamika	14
2.3.1. <i>Control Volume</i> Pada Keadaan <i>Steady State</i>	14
2.3.2. Hukum Kekekalan Massa	15
2.3.3. Keseimbangan Energi.....	16
2.3.4. Persamaan Dasar Perpindahan Panas	18
2.4. Analisis Perpindahan Panas	18
2.4.1. Analisis Perpindahan Panas Dengan Metode LMTD (<i>Log Mean Temperature Difference</i>).....	18
2.4.1.1. Tipe Aliran Paralel.....	19
2.4.1.2. Tipe Aliran Berlawanan (<i>Counter flow</i>).....	21
2.4.1.3. Tipe Aliran <i>Multipass</i> dan Aliran Silang	22
2.4.2. Perpindahan Panas Pada Sisi <i>Shell</i>	23

2.4.3. Perpindahan Panas Pada Sisi <i>Tube</i>	28
2.4.4. <i>Overall Heat Transfer</i>	29
2.5. Analisis <i>Pressure Drop</i>	30
2.5.1 <i>Pressure Drop</i> Pada Sisi <i>Shell</i>	30
2.5.2 <i>Pressure Drop</i> Pada Sisi <i>Tube</i>	31
2.6. <i>Effectiveness</i> Dengan Metode NTU.....	32
2.7. <i>Eddy Current Test</i>	34

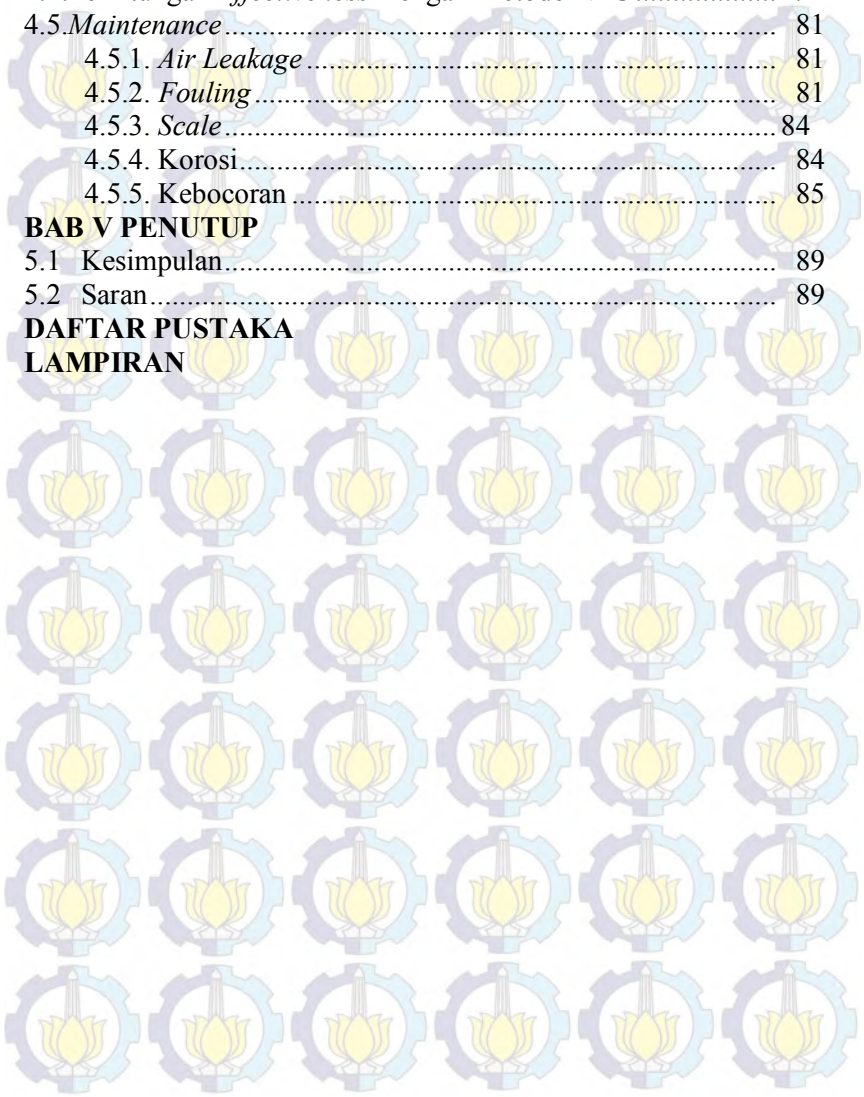
BAB III METODOLOGI

3.1 Studi Literatur.....	35
3.2 Pengambilan Data.....	35
3.3 <i>Flow Chart</i> Penyusunan Tugas Akhir.....	36
3.4 Analisis Termodinamika.....	37
3.5 Analisis Perpindahan Panas.....	37
3.5.1. Perpindahan Panas Pada Sisi <i>Tube</i>	37
3.5.2. Perpindahan Panas pada Sisi <i>Shell</i>	37
3.6 Analisis <i>Pressure Drop</i>	38
3.7 Analisis <i>Effectiveness</i> Dengan Metode NTU.....	38
3.8 <i>Flow chart</i> Analisis Termodinamika.....	39
3.9 <i>Flow chart</i> Perpindahan Panas Pada Sisi <i>Tube</i>	40
3.10 <i>Flow chart</i> Perpindahan Panas Pada Zona <i>Desuperheating</i> dan <i>Subcooling</i>	42
3.11 <i>Flow chart</i> Perpindahan Panas Pada Zona <i>Condensing</i>	44
3.12 <i>Flow chart</i> Analisis <i>Pressure Drop</i> Pada Sisi <i>Tube</i>	46
3.13 <i>Flow chart</i> Analisis <i>Pressure Drop</i> Pada Sisi <i>Shell</i>	47
3.14 <i>Flow chart</i> Analisis <i>Effectiveness</i> Dengan Metode NTU.....	48

BAB IV HASIL DAN ANALISIS

4.1 Analisis Termodinamika.....	51
4.1.1. Laju Perpindahan Panas Pada Sisi <i>Shell</i>	54
4.1.2. Laju Perpindahan Panas Pada Sisi <i>Tube</i>	55
4.2 Analisis Perpindahan Panas.....	55
4.2.1. Analisis LMTD (<i>Log Mean Temperature Difference</i>). ..	57
4.2.2. Analisis Perpindahan Panas <i>Internal</i>	59
4.2.3i. Analisis Perpindahan Panas <i>Eksternal</i>	60
4.3 Analisis <i>Pressure Drop</i>	71

4.3.1. <i>Pressure Drop Sisi Tube</i>	71
4.3.2. <i>Pressure Drop Pada Sisi Shell</i>	72
4.4. Perhitungan <i>Effectiveness</i> Dengan Metode NTU.....	74
4.5. <i>Maintenance</i>	81
4.5.1. <i>Air Leakage</i>	81
4.5.2. <i>Fouling</i>	81
4.5.3. <i>Scale</i>	84
4.5.4. Korosi.....	84
4.5.5. Kebocoran.....	85
BAB V PENUTUP	
5.1 Kesimpulan.....	89
5.2 Saran.....	89
DAFTAR PUSTAKA	
LAMPIRAN	



DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1	Grafik proyeksi kebutuhan listrik per sektor 2003 sampai dengan 2010	1
Gambar 2.1	Siklus <i>Rankine</i> dan diagram T-s	7
Gambar 2.2	Skema PLTU PJB UP Gresik	8
Gambar 2.3	Grafik distribusi temperatur pada kondensor	9
Gambar 2.4	<i>Direct contact condenser</i>	10
Gambar 2.5	<i>Spray condenser</i>	11
Gambar 2.6	<i>Barometric condenser</i>	12
Gambar 2.7	<i>Jet condenser</i>	12
Gambar 2.8	Kondensor dengan aliran tunggal	13
Gambar 2.9	<i>Surface condenser</i> dengan dua laluan	14
Gambar 2.10	<i>Control volume</i> untuk kekekalan massa	15
Gambar 2.11	Arah aliran <i>heat exchanger</i> tipe parallel	19
Gambar 2.12	Distribusi temperatur <i>heat exchanger</i> tipe aliran <i>parallel</i>	20
Gambar 2.13	Arah aliran <i>heat exchanger counter flow</i>	21
Gambar 2.14	Distribusi temperatur <i>heat exchanger</i> tipe arah aliran berlawanan	21
Gambar 2.15	Faktor koreksi LMTD untuk <i>shell and tube</i> dengan 1 <i>shell</i> dan kelipatan 2 laluan <i>tube</i>	23
Gambar 2.16	Aliran fluida saat melintasi <i>tube banks</i> a) <i>aligned</i> dan (b) <i>staggered</i>	24
Gambar 2.17	Susunan <i>tube</i> (a) <i>aligned</i> dan (b) <i>staggered</i>	26
Gambar 2.18	Daerah terjadinya kecepatan maksimum pada susunan pipa <i>staggered</i>	26
Gambar 2.19	Lapisan kondensasi pada (a) bola, (b) <i>tube</i> horizontal tunggal, (c) barisan <i>tube</i> horizontal dengan <i>film condensation</i> (d) <i>dropwise condensation</i>	27
Gambar 2.20	<i>Friction factor</i> dan <i>correction factor</i> untuk <i>staggered tube</i>	29
Gambar 3.1.	<i>Flow chart</i> penyusunan tugas akhir	36
Gambar 3.2.	<i>Flow chart</i> analisis termodinamika	39
Gambar 3.3.	<i>Flow chart</i> perpindahan panas pada sisi <i>tube</i>	40
Gambar 3.4	<i>Flow chart</i> perpindahan panas pada sisi <i>shell</i> zona <i>desuperheating</i> dan <i>condensing</i>	42

Gambar 3.5	<i>Flow chart</i> perpindahan panas pada zona <i>condensing</i>	44
Gambar 3.6	<i>Flow chat</i> analisis <i>pressure drop</i> pada sisi <i>tube</i> ...	46
Gambar 3.7	<i>Flow chart</i> analisis <i>pressure drop</i> pada sisi <i>shell</i> .	47
Gambar 3.8	<i>Flow chart</i> analisis <i>effectiveness</i> dengan metode NTU	48
Gambar 4.1	<i>Surface condenser</i>	49
Gambar 4.2	Distribusi temperatur pada kondensor.....	56
Gambar 4.3	Susunan <i>tube staggered</i>	62
Gambar 4.4	<i>Friction factor</i> dan <i>factor correction</i> untuk susunan <i>tube staggered</i>	73
Gambar 4.5	Grafik laju perpindahan panas zona <i>desuperheating</i> kondensor unit 3 dan 4	79
Gambar 4.6	Grafik laju perpindahan panas zona <i>condensing</i> kondensor unit 3 dan 4.....	79
Gambar 4.7	Grafik laju perpindahan panas zona <i>subcooling</i> kondensor unit 3 dan 4	80

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Konstanta untuk persamaan 2.26 untuk aliran melewati <i>tube banks</i> dengan jumlah baris ≥ 20	25
Tabel 4.1 Data spesifikasi kondensor unit 3	50
Tabel 4.2 Data spesifikasi kondensor unit 4	50
Tabel 4.3 Data aktual kondensor unit 3	51
Tabel 4.4 <i>Properties</i> pada temperatur <i>mean sea water</i>	51
Tabel 4.5 <i>Properties</i> pada tekanan vakum kondensor	53
Tabel 4.6 Konstanta untuk menghitung <i>Nusselt number</i>	63
Tabel 4.7 Konduktivitas termal titanium	64
Tabel 4.8 <i>Effectiveness</i> tiap zona kondensor unit 3 dan 4	80
Tabel 4.9 <i>Work order</i> kondensor unit 4	85



DAFTAR SIMBOL

A	Luasan perpindahan panas
C	Kapasitas kalor $J/s K$
c_p	Kalor spesifik fluida, $J/kg K$
c_{pc}	Kalor spesifik pada tekanan konstan fluida dingin di sisi <i>tube</i>
d_o	Diameter luar <i>tube</i>
d_i	Diameter dalam <i>tube</i>
Ja	<i>Jacob Number</i>
NTU	<i>Number of Transfer Unit</i>
Nu	<i>Nusselt Number</i>
N_L	Jumlah baris <i>tube</i>
Pr	<i>Prandtl Number</i>
Prs	<i>Prandtl Number</i> pada temperatur <i>surface</i>
Q	Debit air pendingin, m^3/s
q	Laju perpindahan panas, Watt
SD	Jarak diagonal antar <i>tube</i> , <i>m</i>
SL	Jarak longitudinal antar <i>tube</i> , <i>m</i>
ST	Jarak transversal antar <i>tube</i> , <i>m</i>
T_{hi}	Temperatur masuk fluida panas, K
T_{ho}	Temperatur keluar fluida panas, K
T_{ci}	Temperatur masuk fluida dingin, K
T_{co}	Temperatur keluar fluida dingin, K
U	<i>Overall heat transfer coefficient</i> $W/m K$
V	Kecepatan fluida panas pada <i>tube banks</i> , m/s
V_{max}	Kecepatan maksimum fluida panas pada <i>tube banks</i> , m/s
ρ	Massa jenis fluida, kg/m^3
ε	<i>Effectiveness</i> , $0 \leq \varepsilon \leq 1$
Δp	<i>Pressure drop</i> , bar

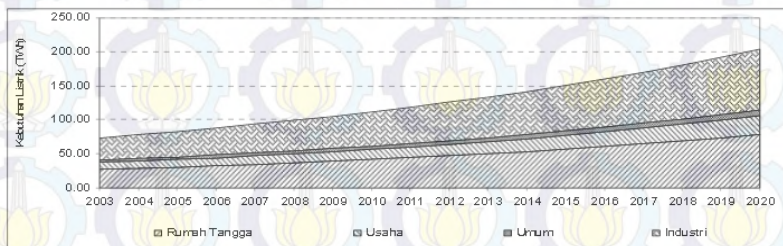
DAFTAR LAMPIRAN

- Lampiran 1 *Konversi satuan*
- Lampiran 2 *Table A-6 Thermophysical Properties of saturated water*
- Lampiran 3 *Tabel A-1 Thermophysical properties of selected metal solid (continued)*
- Lampiran 4 *Physical pr operties of aluminium brass*
- Lampiran 5 *Table A-2 Properties of saturated water (liquid-vapor) :Temperature table*
- Lampiran 6 *Table A-2 (continued)*
- Lampiran 7 *Table A-3 Properties of saturated water (liquid-vapor) :Pressure table*
- Lampiran 8 *Table A-4 Properties of superheated water vapor*
- Lampiran 9 *Eddy curent condenser unit 3A upperside*
- Lampiran 10 *Eddy curent condenser unit 3A lowerside*
- Lampiran 11 *Eddy curent condenser unit 3B upperside*
- Lampiran 12 *Eddy curent condenser unit 3B lowerside*
- Lampiran 13 *Drawing tube condenser unit 3 dan 4*
- Lampiran 14 *Drawing condenser unit 3 dan 4 (front)*
- Lampiran 15 *Drawing condenser unit 3 dan 4 (side)*

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Kebutuhan listrik penduduk semakin hari semakin bertambah besar. Hal ini akan diikuti oleh perkembangan teknologi yang semakin canggih. Teknologi dan inovasi terbaru masih mengandalkan listrik sebagai sumber energi utamanya. Moch. Muchlis dan Adhi Darma Permana dalam jurnalnya menyebutkan bahwa permintaan energi listrik akan meningkat setiap tahun mengikuti pertumbuhan populasi, peningkatan kemakmuran, pertumbuhan ekonomi dan perkembangan teknologi. Perkiraan permintaan kebutuhan tersebut digambarkan dengan grafik dibawah ini:



Gambar 1.1. Grafik proyeksi kebutuhan listrik per sektor 2003 sampai dengan 2020.

Salah satu usaha yang dilakukan untuk mencukupi kebutuhan masyarakat ini adalah dengan mengoptimalkan produksi listrik dari produsen listrik Indonesia yakni PT PLN (Persero). PT PJB UP Gresik merupakan unit kerja yang dikelola oleh PT PLN (Persero) Pembangkitan dan Penyaluran Jawa bagian Timur dan Bali (PLN Kitlur KBT) yang dikenal dengan sebutan Sektor Gresik. PT PJB UP Gresik inilah yang akan dibahas dalam tugas akhir ini. PT PJB UP Gresik bertanggungjawab atas 3 macam mesin pembangkit tenaga listrik, yaitu:

1. Pembangkit listrik tenaga gas (LPTG) kapasitas $\pm 40,2$ MW

2. Pembangkitan Listrik tenaga Uap (PLTU) kapasitas ± 600 MW
3. Pembangkitan Listrik tenaga Gas (PLTGU) kapasitas ± 1575 MW.

Dalam memenuhi kebutuhan energi listrik ini maka dilakukan optimalisasi unit dengan cara meningkatkan efisiensi dari setiap komponen sehingga mampu menekan biaya produksi dengan hasil produksi yang mencukupi.

Dalam pembangkitan, dilakukan proses pengkorvesian energi menggunakan siklus *Rankine* yang terdiri dari empat komponen utama, yakni pompa, *boiler*, turbin dan kondensor. Kondensor merupakan suatu sistem pendingin yang mampu meningkatkan efisiensi unit karena kondensor berfungsi untuk mengkondensasikan *steam* yang berasal dari *low pressure turbine* menjadi air jenuh yang selanjutnya akan disirkulasikan kembali kedalam sistem. Hal ini dilakukan untuk memanfaatkan panas yang dimiliki oleh fluida sehingga mampu meningkatkan efisiensi unit karena mampu menekan kebutuhan *make up water* sebagai air pengisi *boiler*.

Dalam operasinya, *tube* kondensor unit 3 mengalami penggantian *tube* secara keseluruhan atau *retubing total*. Dalam *retubing* ini dilakukan penggantian material *tube* yang pada mulanya *aluminium brass* diganti dengan *titanium*. Penggantian material *tube* ini tentu akan menimbulkan perbedaan dalam pengoperasiannya antara unit 3 dan unit 4. Oleh karena itu dalam tugas akhir ini akan dibahas mengenai perbandingan material *tube* kondensor unit 3 dan 4 yang terbuat dari *titanium* dan *aluminium brass* dilihat dari berbagai segi agar diperoleh keuntungan dan kerugian masing-masing.

1.2 Rumusan Masalah

Kondensor merupakan salah satu peralatan vital dalam sistem pembangkit. Keberadaannya mampu menekan biaya produksi yang tinggi karena kondensor merubah uap dari *low pressure turbine* menjadi air untuk disirkulasikan kembali sehingga tidak terbuang sia sia dan kebutuhan akan suplai *make up water* mampu ditekan. Jenis kondensor yang digunakan di PJB

UP Gresik unit 3 dan 4 ini adalah *jenis surface condenser*. *Surface condenser* merupakan jenis *heat exchanger* tipe *shell and tube*, dimana fluida pendingin mengalir didalam *tube* dan fluida panas mengalir di dalam *shell* melewati jajaran *tube*. *Tube* kondensor sebagai media *cooling water* harus memiliki sifat tertentu agar perpindahan panas antara *steam* dengan air pendingin dapat terjadi dengan baik sehingga *steam* dapat terkondensasi menjadi fase cair.

Inovasi penggantian material *tube* kondensor pada unit 3 di tahun 1999 yang awalnya aluminium brass menjadi titanium menyebabkan perbedaan performa dan perlakuan pada unit 3 dan 4. Oleh karena itu akan dibahas lebih lanjut mengenai perbandingan kondensor unit 3 dan 4 PT PJB UP Gresik yang ditinjau dari laju perpindahan panas, *pressure drop*, *effectiveness*, dan *maintenance*.

1.3 Batasan Masalah

Kondensor memiliki ruang lingkup yang besar, oleh karena itu alam tugas akhir ini digunakan batasan masalah sebagai berikut:

1. Kondisi aliran didalam dan diluar *tube* adalah *steady state* dan *steady flow*.
2. Analisis dilakukan berdasarkan data operasi PT PJB UP Gresik
3. Hanya menganalisis perpindahan panas dari *steam exhaust* turbin.
4. Perpindahan panas hanya meninjau perpindahan panas secara konduksi dan konveksi dengan mengabaikan perpindahan panas secara radiasi
5. Aliran didalam pipa diasumsikan sebagai *fully developed flow*.
6. Perubahan energi kinetik dan potensial diabaikan.
7. Data aktual untuk unit 3 disamakan dengan data untuk unit 4.
8. Luasan zona desuperheating, condensing dan subcooling diasumsikan sebesar 0.8%, 98.6%, dan 0,6% berturut-turut dari luasan permukaan *tube*.

1.4 Tujuan

Penulisan tugas akhir ini bertujuan untuk:

1. Mengetahui laju perpindahan panas pada kondensor dengan material *tube* yang berbeda.
2. Mengetahui *effectiveness* dua kondensor dengan material *tube* yang berbeda.
3. Mengetahui kelebihan dan kekurangan *tube* kondensor yang terbuat dari *aluminium brass* dan *titanium*.

1.5 Manfaat

Manfaat yang diperoleh dari penulisan tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Perusahaan dapat menganalisis unjuk kerja dari sistem operasional kondensor
2. Sebagai referensi terhadap penelitian selanjutnya yang berkaitan dengan sistem perpindahan panas pada kondensor PT PJB UP Gresik.
3. Mengetahui pengaruh material *tube* kondensor terhadap laju perpindahan panas dan *effectiveness*.
4. Sebagai referensi untuk pemilihan material *tube* kondensor yang dapat dilihat dari berbagai sisi.

1.6 Sistematika Penulisan

Di dalam penyusunan Tugas Akhir ini digunakan sistematika penulisan sebagai berikut:

BAB I PENDAHULUAN

Pada bab ini berisi latar belakang, rumusan masalah, batasan masalah, tujuan, manfaat dan sistematika penulisan.

BAB II DASAR TEORI

Pada bab ini berisi teori-teori yang menunjang pembahasan kondensor beserta perumusannya yang selanjutnya akan digunakan untuk analisis data yang telah diperoleh. Dasar teori berasal dari studi literatur ataupun sumber yang terkait.

BAB III METODOLOGI

Pada bab ini dijelaskan mengenai metode yang digunakan dalam pembahasan tugas akhir ini dan langkah-langkah pengerjaan tugas akhir yang dituangkan dalam bentuk *flow chart*

BAB IV PERHITUNGAN DAN PEMBAHASAN

Pada bab ini akan diulas mengenai cara-cara perhitungan laju perpindahan panas dan efektifitas kondensor unit 3 dan 4 serta perbandingan hasil perhitungan keduanya. Juga dibahas dari sisi *maintenance* mengenai kedua jenis *tube* pada kondensor unit 3 dan 4.

BAB V KESIMPULAN

Pada bab ini berisi pernyataan akhir dari uraian dan penjelasan singkat hasil perhitungan dan analisis dari bab IV dalam tugas akhir ini.

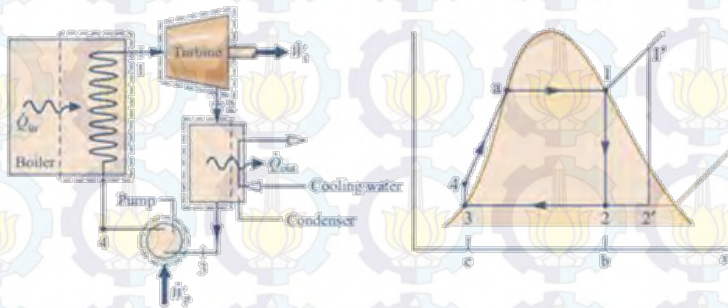


BAB II

TINJUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI

2.1. Gambaran Umum PLTU

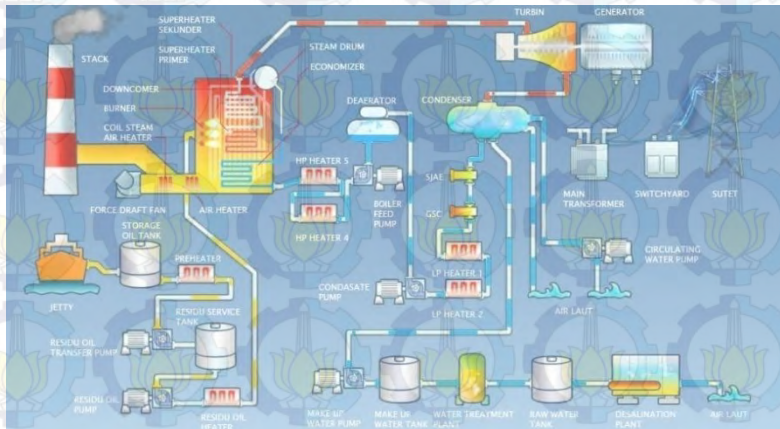
PLTU adalah suatu sistem pembangkit yang mengkonversikan energi uap panas menjadi energi listrik melalui suatu mekanisme yang mengikuti siklus *Rankine*. Di PJB UP Gresik bahan baku utama untuk menjalankan sistem pembangkit menggunakan minyak. Peralatan utama PLTU ini terdiri dari ketel uap (*boiler*), turbin, kondensor, dan *generator*. Air laut yang telah diolah sedemikian rupa menjadi air tawar oleh *desalination plant* dimasukkan ke dalam *boiler* dengan sistem evaporasi. PLTU dioperasikan dengan menggunakan bahan bakar minyak HSD (sebagai *starting boiler*) dan menggunakan bahan bakar residu atau bahan bakar gas (setelah unit *parallel* dengan jaringan atau saat unit telah memproduksi energi listrik). Berikut adalah gambaran siklus *Rankine* pada *power plant*.



Gambar 2.1. Siklus *Rankine* dan diagram T-s

Proses produksi dimulai dengan masuknya air pengisi *boiler* yang telah di-*treatment*. Sebelum memasuki *boiler*, *water treatment* terlebih dahulu memasuki LPH (*low pressure heater*), *deaerator* dan HPH (*High Pressure Heater*). Selanjutnya air pengisi *boiler* masuk ke dalam *boiler* untuk dipanaskan sampai menjadi uap kering. Uap kering ini selanjutnya digunakan untuk memutar tiga jenis turbin, yakni HP turbin, IP turbin dan LP

turbin. Sebelum masuk ke IP turbin, uap kering dipanaskan oleh *reheater*. Uap yang telah melalui LP turbin kemudian dialirkan ke kondensor untuk dikondensasi menjadi fase gas untuk disirkulasikan kembali kedalam sistem. Pompa digunakan untuk menaikkan tekanan fluida agar mampu bersirkulasi kedalam siklus. Adapun skema dari siklus tersebut adalah sebagai berikut:



Gambar 2.2. Skema PLTU PJB UP Gresik

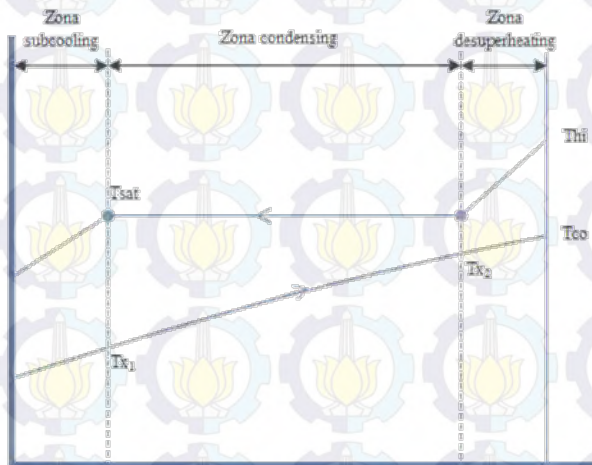
2.2. Pengertian Kondensor

Kondensor merupakan suatu *heat exchanger* yang berfungsi untuk mengubah fase fluida kerja dari fase *gas* ke fase cair. Dalam sistem pembangkit, kondensor berfungsi untuk mengubah *steam* yang berasal dari *low pressure turbine* menjadi air kondensat untuk disirkulasikan kembali sebagai air pengisi *boiler*. Hal ini dilakukan untuk meningkatkan efisiensi dari unit karena mampu menghemat air penambah (*make up water*).

Kondensor juga digunakan untuk menciptakan tekanan yang rendah (*vacuum*) pada sistem *exhaust turbine*. Dengan tekanan yang rendah maka uap yang berasal dari *low pressure turbine* akan dengan mudah mengalir menuju kondensor. Kevakuman kondensor ini juga akan mempengaruhi tinggi rendahnya beban yang dihasilkan oleh turbin. Apabila vakum tinggi dengan jumlah energi masuk turbin yang sama akan didapat beban yang lebih tinggi. Namun tingkat kevakuman

kondensor perlu dijaga karena jika terlalu rendah akan mengakibatkan terjadinya *back pressure* pada turbin sehingga menyebabkan *trip*. Jika kevakuman terlalu tinggi akan menyebabkan proses kondensasi menjadi tidak sempurna karena semakin kecil tekanan udara titik didih air juga akan menurun.

Terdapat tiga jenis zona pada kondensor, yakni *desuperheating zone*, *condensing zone* dan *subcooling zone*. *Desuperheating zone* merupakan daerah terjadinya penurunan temperature *steam* dari *superheated* menjadi *saturated* (uap jenuh). *Condensing zone* yang merupakan daerah terbesar pada kondensor merupakan daerah terjadinya perubahan fase dari uap menjadi cair dengan suhu tetap yakni pada suhu saturasinya. Sedangkan *subcooling zone* adalah daerah dimana terjadi penurunan suhu air kondensat dibawah temperatur saturasinya.



Gambar. 2.3 Grafik distribusi temperatur pada kondensor

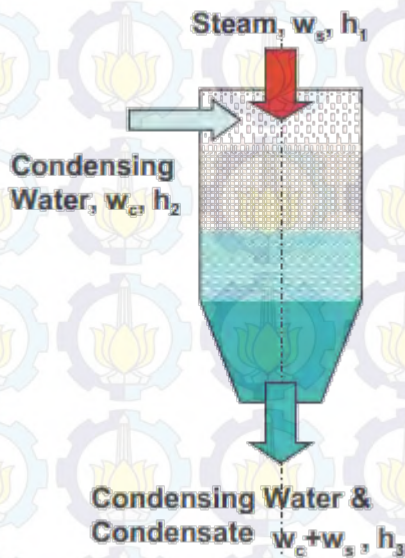
2.2.1 Klasifikasi Kondensor

Dilihat dari cara untuk mendinginkan *steam*, kondensor dibedakan menjadi dua jenis:

1. *Direct Contact Condensator*

Pada *direct contact condenser*, fluida panas dan fluida dingin bercampur menjadi satu. *Direct contact condenser* biasa

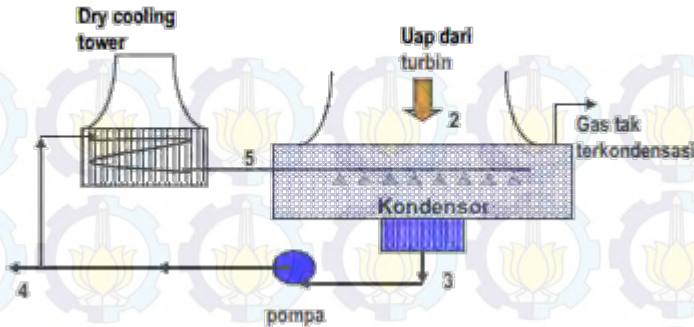
digunakan pada PLTP. Berikut adalah jenis *direct contact condenser*:



Gambar.2.4 *Direct Contact Condenser*

a. *Spray Condenser*

Digunakan untuk penggunaan dengan tekanan yang sangat rendah. Prinsip kerjanya yakni mencampur uap dan air pendingin yang disemprotkan dalam satu tabung sehingga terbentuk air kondensat yang mendekati fase saturasi. Air kondensat yang dihasilkan kemudian dipompakan kembali menuju *cooling tower* dan sebagian dikembalikan ke boiler sebagai *feed water*.



Gambar 2.5. *Spray Condenser*

b. *Barometric Condenser*

Mempunyai prinsip kerja yang sama dengan *spray condenser* namun bekerja tanpa membutuhkan pompa. *Vacuum* pada *condenser* pada jenis *barometric* berkat tinggi statis yang dimilikinya.

Pada *barometric condenser*, air pendingin dibuat berkelok menuruni sejumlah *baffle* dalam bentuk tirai air dengan perbandingan luas terhadap volume sangat tinggi. *Tail pipe* menekan campuran sampai tekanan atmosfer pada *hotwell* berkat tinggi statisnya.

Tekanan diferensial yang diciptakan oleh *tail pipe* harus bisa mengatasi beda tekanan antara tekanan atmosfer (P_{atm}) dan tekanan kondensor (P_{cond}), ditambah rugi tekanan karena gesekan aliran (ΔP_f) didalam *tail pipe*. Sehingga dapat dirumuskan secara matematis sebagai berikut:

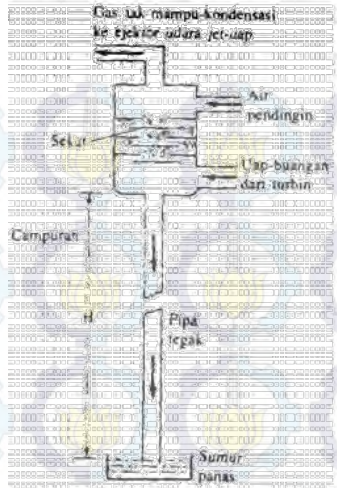
$$\rho gH = P_{atm} - P_{cond} + \Delta P_f \dots\dots\dots (2.1)$$

Dimana:

ρ = massa jenis campuran

h = tinggi *tail pipe*

g = percepatan gravitasi

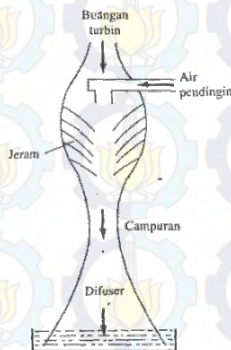


Gambar 2.6. Barometric Condenser

c. Jet Condenser

Pada *jet condenser*, digunakan *diffuser* sebagai pengganti *tail pipe*. Prinsip kerja *diffuser* sama dengan bagian divergen pada *nozzle divergent-convergent* pada aliran *subsonic*.

Pada semua *direct-contact condenser*, gas-gas yang tidak terkondensasi harus dibuang, biasanya dengan *steam-jet-air-ejector* (SJAE)



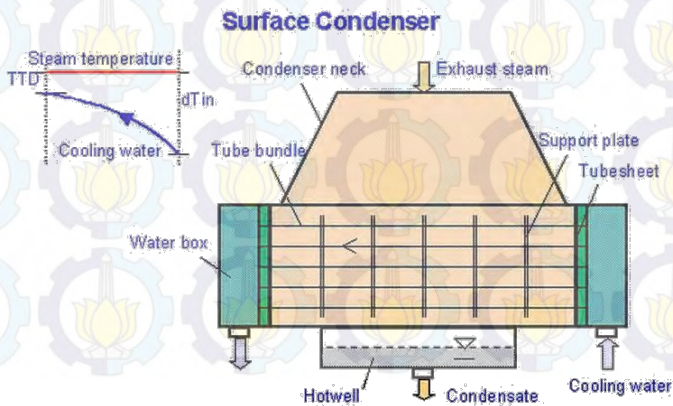
Gambar 2.7. Jet Condenser

2. Indirect-Contact Condenser (Surface Condenser)

Surface kondensor adalah jenis yang paling banyak digunakan pada *power plant*. Kondensor tipe ini biasanya berupa *shell and tube heat exchanger*. Pinsip kerja *surface condenser* adalah *steam* masuk ke dalam *shell* kondensor melalui *steam inlet connection* pada bagian atas kondensor. *Steam* kemudian bersinggungan dengan *tube* kondensor yang bertemperatur rendah sehingga temperatur *steam* turun dan terkondensasi, menghasilkan kondensat yang terkumpul pada *hotwell*. Temperatur rendah pada *tube* dijaga dengan cara mensirkulasikan air yang menyerap kalor dari *steam* pada proses kondensasi. Kalor yang dimaksud disini disebut kalor laten penguapan dan terkadang disebut juga kalor kondensasi (*heat of condensation*) dalam lingkup bahasan kondensor. Kondensat yang terkumpul di *hotwell* kemudian dipindahkan dari kondensor dengan menggunakan pompa kondensat ke *exhaust* kondensat. Menurut arah alirannya, *surface condenser* diklasifikasikan mejadi dua jenis yakni:

a. *Single flow* (aliran tunggal) satu arah

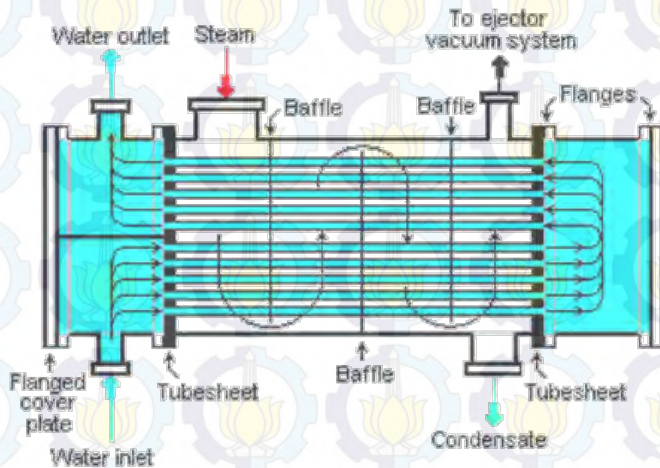
Kondensor dengan aliran tunggal atau juga disebut dengan satu laluan adalah kondensor yang air pendinginnya mengalir melalui semua tabung melalui satu ujung dan keluar dari ujung yang lain.



Gambar 2.8. Kondensor dengan aliran tunggal

b. *Double flow* (aliran ganda)

Kondensor *double flow* disebut juga dengan kondensor dengan dua laluan. Pada kondensor dua laluan, air pendingin memasuki pipa melalui *waterbox* yang terbagi dua pada satu sisi, yakni sisi *inlet* dan *outlet*. Air pendingin kemudian memasuki separuh jumlah *tube*. Setelah air pendingin sampai pada *waterbox* pada sisi lain, maka air pendingin akan memasuki *tube* yang lain dan keluar melalui *waterbox* yang memiliki dua sisi.



Gambar 2.9. *Surface condenser* dengan dua laluan

2.3. Analisis Termodinamika

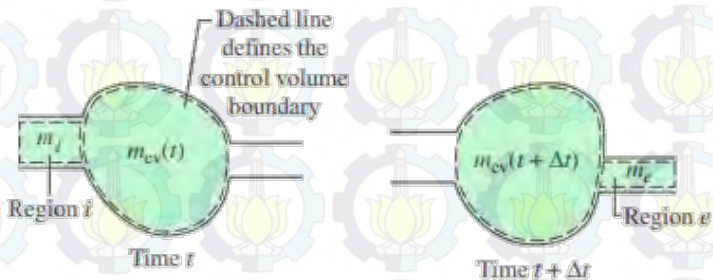
2.3.1 Control Volume Pada Keadaan *Steady State*

Dalam menganalisis peralatan pembangkit yang mana terdapat suatu aliran massa, diperlukan suatu sistem yang melingkupi suatu alat yang sedang dianalisis. Sistem ini disebut dengan *control volume*. Massa dapat mengalir melalui batas sistem dari *control volume* ini.

Banyak sistem teknik dapat diidealisasikan sebagai kondisi *steady*, yang artinya semua sifat tidak berubah menurut waktu. Identitas dari zat di dalam *control volume* terus menerus berubah tetapi jumlah total yang ada pada setiap saat tetap konstan.

Untuk komponen unit PLTU, analisis yang digunakan berpedoman pada hukum pertama termodinamika untuk *control volume* sehingga proses dianalisis pada volume tetap, energi dan massa dapat keluar dan masuk melewati *boundary layer*. Analisis termodinamika untuk *control volume* juga tidak dapat terlepas dari hukum kekekalan massa karena jumlah massa yang masuk dan keluar *control volume* juga menentukan dalam proses konservasi energi.

2.3.2 Hukum Kekekalan Massa



Gambar 2.10. *Control volume* untuk kekekalan massa

Dari gambar di atas dapat diketahui bahwa dalam sebuah *control volume* pada waktu (t) terjadi massa masuk yang diberi notasi m_i sementara di dalam *control volume* sudah terdapat massa sendiri yang diberi notasi $m_{cv}(t)$. Pada saat waktu ($t + \Delta t$) massa di dalam *control volume* mengalami perubahan. Perubahan tersebut adalah terdapat massa keluar yang diberi notasi m_e dan massa di dalam *control volume* yang terperangkap diberi notasi $m_{cv}(t + \Delta t)$. Sehingga perubahan laju aliran massa dalam *control volume* per satuan waktu tersebut dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$\left[\begin{array}{l} \text{Laju perubahan} \\ \text{massa yang} \\ \text{terdapat dalam} \\ \text{control volume} \\ \text{pada waktu } t \end{array} \right] = \left[\begin{array}{l} \text{Laju aliran} \\ \text{massa masuk} \\ \text{total yang} \\ \text{melintasi} \\ \text{semua sisi} \\ \text{masuk saat} \\ \text{waktu } t \end{array} \right] = \left[\begin{array}{l} \text{Laju aliran} \\ \text{massa keluar} \\ \text{total yang} \\ \text{melintasi} \\ \text{semua sisi} \\ \text{keluar saat} \\ \text{waktu } t \end{array} \right]$$

Secara matematis dapat dituliskan dengan rumus berikut:

$$\sum_i \dot{m}_i = \sum_o \dot{m}_o \dots\dots\dots (2.2)$$

Dimana i merupakan sisi masuk dan o merupakan sisi keluar. Dengan persamaan diatas dapat disimpulkan bahwa

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

2.3.3 Kestimbangan Energi

Ada dua energi yang mendapat banyak perhatian, yakni kalor (*heat*) dan kerja (*work*). Pada sistem tertutup, terdapat dua energi ini yang berpengaruh. Yakni kalor pada suatu *boundary* dan kerja yang dikenakan pada *control volume* tersebut.

Sehingga hukum pertama termodinamika menyebutkan bahwa:

$$\Delta E_{st}^{tot} = Q - W \dots\dots\dots (2.4)$$

Keterangan:

ΔE_{st}^{tot} = perubahan pada energi total yang tersimpan didalam sistem

Q = kalor yang dipindahkan ke sistem

W = kerja yang dikenakan oleh sistem

Apabila persamaan diatas menjadi energi per satuan waktu, maka akan menjadi:

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} \dots\dots\dots (2.5)$$

Laju energi *thermal* dan energi mekanis yang disimpan dalam volume atur sama dengan laju energi *thermal* dan energi mekanis yang masuk kedalam volume atur dan ditambah dengan laju energi *thermal* dan mekanis yang keluar dari volume atur dan ditambah dengan laju energi *thermal* dan energi mekanis yang dibangkitkan volume atur.

$$\left[\begin{array}{l} \text{Perubahan jumlah} \\ \text{energi yang terdapat} \\ \text{dalam sistem untuk} \\ \text{interval waktu} \\ \text{tertentu} \end{array} \right] = \left[\begin{array}{l} \text{Jumlah energi neto berupa} \\ \text{kalor yang dipindahkan ke} \\ \text{dalam sistem melalui} \\ \text{daerah batas untuk} \\ \text{interval waktu tertentu} \end{array} \right] = \left[\begin{array}{l} \text{Jumlah ebergi neto berupa} \\ \text{kerja yang dipindahkan} \\ \text{ke luar sistem melalui} \\ \text{daerah batas untuk interval} \\ \text{waktu tertentu} \end{array} \right]$$

Bentuk kesetimbangan energi dapat ditulis dalam bentuk diferensial seperti contoh berikut:

$$dE = \delta Q - \delta W \dots\dots\dots (2.6)$$

Kesetimbangan energi dapat pula dituliskan berbasis laju waktu sebagai berikut:

$$\frac{\Delta E}{\Delta t} = \frac{Q}{\Delta t} - \frac{W}{\Delta t} \dots\dots\dots (2.7)$$

Maka bentuk limit saat Δt mendekati nol

$$\lim_{\Delta t \rightarrow 0} \left(\frac{\Delta E}{\Delta t} \right) = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \left(\frac{Q}{\Delta t} \right) - \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \left(\frac{W}{\Delta t} \right) \dots\dots\dots (2.8)$$

Laju perpindahan energi pada kondisi *steady* dapat dituliskan sebagai berikut:

$$0 = \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \sum \dot{m}_i \left(h_i + \frac{v_i^2}{2} + gz_i \right) - \sum \dot{m}_o \left(h_o + \frac{v_o^2}{2} + gz_o \right) \dots\dots\dots (2.9)$$

Karena $\dot{m}_i = \dot{m}_o = \dot{m}$, maka persamaan diatas menjadi:

$$0 = \frac{\dot{Q}_{cv}}{\dot{m}} - \frac{w_{cv}}{\dot{m}} + (h_i - h_2) + \left(\frac{v_1^2 - v_2^2}{2} \right) + g(z_1 - z_2) \dots\dots\dots(2.10)$$

Dimana:

Q = beban pemanasan (W)

\dot{m} = laju aliran massa (Kg/s)

h = koefisien konveksi (Kj/Kg)

2.3.4 Persamaan Dasar Perpindahan panas

Berdasarkan hukum termodinamika pertama dengan kondisi *open system*, *steady state*, *steady flow*, energi potensial dan energi kinetik diabaikan didapatkan persamaan sebagai berikut

$$\delta Q = \dot{m} di \dots\dots\dots(2.11)$$

Jika fluida tidak diikuti perubahan fase dan memiliki *specific heat* yang konstan maka $di = c_p dT_i$, sehingga persamaan menjadi

$$Q = (\dot{m} \cdot c_p)_h \cdot (T_h - T_{h0}) \dots\dots\dots(2.12)$$

$$Q = (\dot{m} \cdot c_p)_c \cdot (T_{c0} - T_c) \dots\dots\dots(2.13)$$

2.4. Analisis Perpindahan Panas

2.4.1 Analisis Perpindahan Panas Dengan Metode LMTD (*Log Mean Temperature Difference*)

Dalam analisis *heat exchanger* diasumsikan bahwa kalor yang dilepaskan oleh fluida panas diterima seluruhnya oleh fluida dingin dengan mengabaikan perpindahan panas yang terjadi ke lingkungan, perubahan energi kinetik dan energi potensial, serta fluida dianggap *steady flow* sehingga didapatkan persamaan:

$$q = UA\Delta T_{LM} \dots\dots\dots(2.14)$$

Keterangan:

q = laju perpindahan panas (W)

U = *overall heat transfer coefficient* (W/mK)

A = luasan bidang (m^2)

ΔT_{LM} = perbedaan temperatur rata-rata (K)

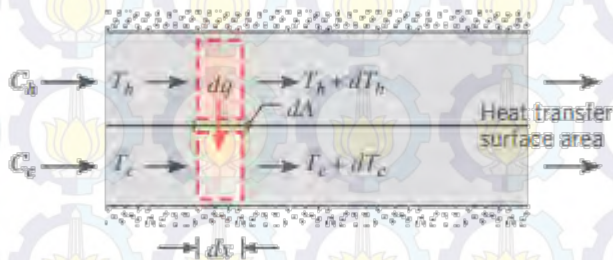
Untuk mendapatkan ΔT_{LM} dapat digunakan persamaan sebagai berikut:

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \dots \dots \dots (2.15)$$

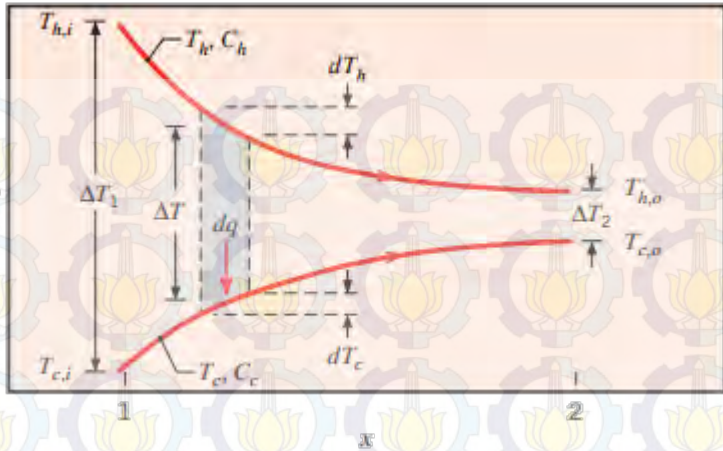
Untuk menentukan LMTD, maka diperlukan analisis aliran terlebih dahulu. Berdasarkan arah alirannya, *heat exchanger* dikelompokkan menjadi:

2.4.1.1 Tipe aliran *parallel*

Berikut adalah skema dari aliran *parallel* dan distribusi temperturnya:



Gambar 2.11. arah aliran *heat exchanger* tipe *parallel*



Gambar 2.12. Distribusi temperatur *heat exchanger tipe aliran parallel*

Berdasarkan gambar diatas, dapat dilihat bahwa untuk aliran parallel

$$\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,i} \dots \dots \dots (2.16)$$

$$\Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,o} \dots \dots \dots (2.17)$$

Keterangan:

$T_{h,i}$ = temperatur masuk fluida panas (K)

$T_{h,o}$ = temperatur keluar fluida panas (K)

$T_{c,i}$ = temperatur masuk fluida dingin (K)

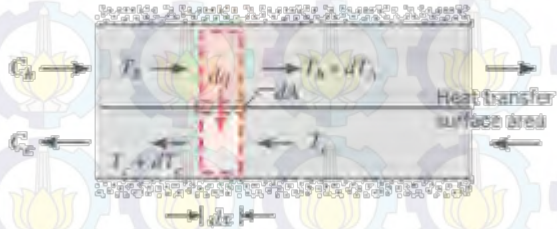
$T_{c,o}$ = temperatur keluar fluida dingin (K)

Sehingga:

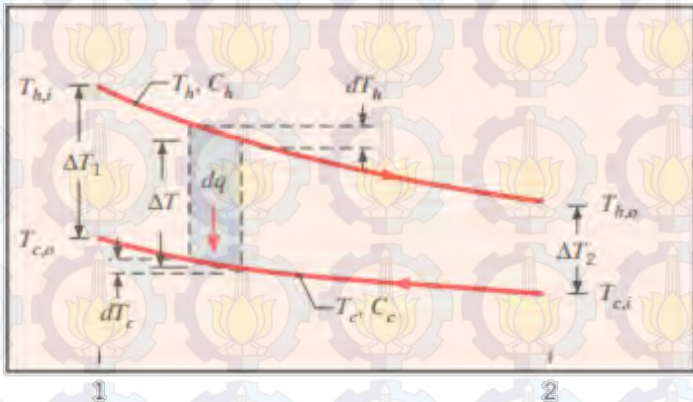
$$\Delta T_{LM} = \frac{(\Delta T_2 - \Delta T_1)}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} \dots \dots \dots (2.18)$$

$$\Delta T_{LM} = \frac{[T_{h,o}-T_{c,o}]-[T_{h,i}-T_{c,i}]}{\ln \frac{[T_{h,o}-T_{c,o}]}{[T_{h,i}-T_{c,i}]}} \dots\dots\dots (2.19)$$

2.4.1.2 Tipe Aliran Berlawanan arah (*counter flow*)



Gambar 2.13. Arah aliran *heat exchanger counter flow*



Gambar 2.14. Distribusi temperatur *heat exchanger* tipe arah aliran berlawanan

Berdasarkan gambar diatas, dapat dilihat bahwa untuk aliran parallel

$$\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,i} \dots\dots\dots (2.20)$$

$$\Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,o} \dots \dots \dots (2.21)$$

Sehingga didapatkan persamaan:

$$\Delta T_{LM} = \frac{(\Delta T_2 - \Delta T_1)}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} \dots \dots \dots (2.22)$$

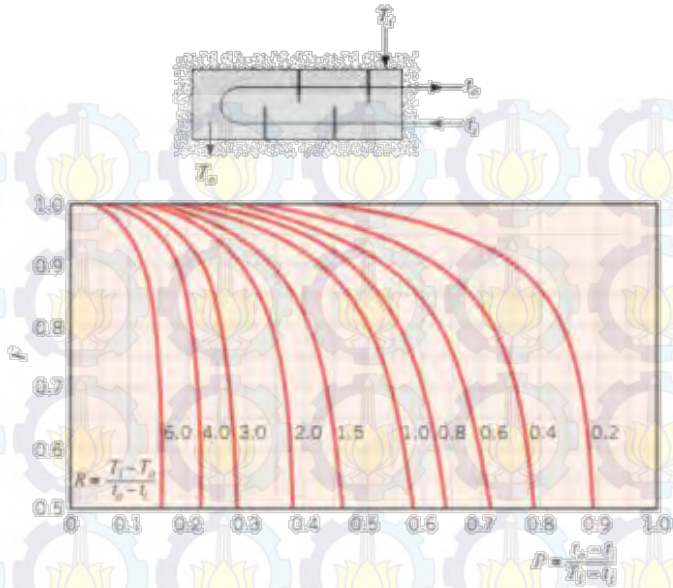
$$\Delta T_{LM} = \frac{[T_{h,o} - T_{c,i}] - [T_{h,i} - T_{c,o}]}{\ln \frac{[T_{h,o} - T_{c,i}]}{[T_{h,i} - T_{c,o}]}} \dots \dots \dots (2.23)$$

2.4.1.3 Tipe aliran *multipass* dan aliran silang

Meskipun pesawat penukar kalor untuk tipe *multipass* dan aliran silang sangat kompleks tetapi persamaan-persamaan tersebut diatas dapat digunakan untuk analisis dengan hasil yang memuaskan. Satu-satunya yang harus dimodifikasi adalah *log mean temperature difference* (LMTD), yaitu dalam bentuk:

$$\Delta T_{LM} = \Delta T_{LM,CF} F \dots \dots \dots (2.24)$$

$\Delta T_{LM,CF}$ adalah *log mean temperature difference* untuk aliran berlawanan arah dan F adalah faktor koreksi yang dapat dilihat pada grafik.



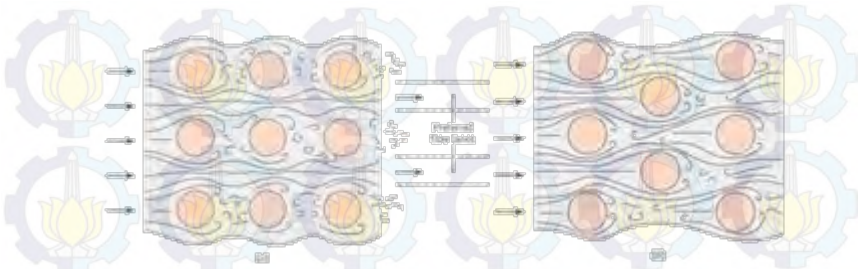
Gambar. 2.15. Faktor koreksi LMTD untuk *shell and tube* dengan 1 *shell* dan kelipatan 2 laluan *tube*.

2.4.2 Perpindahan Panas pada sisi *shell*

Proses perpindahan panas pada sisi *shell* pada tiap zona dianalisis berdasarkan analisis aliran fluida *external* yang melintasi *tube banks*. Dalam hal ini adalah *steam* yang mengalir pada sisi luar *tube*. Terdapat dua jenis susunan *tube* yaitu *aligned* dan *staggered*. Untuk susunan *staggered*, nilai koefisien perpindahan panas konveksi bergantung pada turbulensi aliran. Tingkat turbulensi aliran ini dipengaruhi oleh susunan *tube banks* yang dilalui oleh fluida dan jumlah baris *tube*.

Koefisien perpindahan panas erat hubungannya dengan letak *tube* pada susunannya. *Tube* baris pertama akan bertindak sebagai *turbulent grid* sehingga aliran fluida akan bertumbukan dengan *tube* baris pertama sehingga akan menghasilkan aliran yang turbulen pada baris *tube* selanjutnya dan dapat meningkatkan koefisien konveksi. Perubahan koefisien konveksi

ini akan kecil (stabil) setelah melewati baris *tube* keempat atau kelima.



Gambar 2.16. aliran fluida saat melintasi *tube bank* (a) *aligned* dan (d) *staggered*

➤ *Zona Desuperheating dan subcooling*

Untuk menghitung perpindahan panas pada zona *desuperheating* dan zona *subcooling* digunakan persamaan yang sama. Secara umum koefisien perpindahan panas rata-rata untuk aliran fluida melewati susunan *tube* dihitung dengan rumus berikut:

$$\bar{h} = \frac{Nu_D \times k}{D} \dots\dots\dots (2.25)$$

Dimana:

- \bar{h} = Koefisien perpindahan panas
- k = Konduktivitas termal
- D = Diameter luar tube

Sedangkan untuk *Nusselt number* dapat dicari dengan persamaan berikut ini:

$$Nu_D = C_1 Re_{D,max}^m Pr_r^{0.36} \left(\frac{Pr_r}{Pr_s} \right)^{1/4} \dots\dots\dots (2.26)$$

Dimana:

- Nu_D = *Nusselt number*
- Pr_r = *Prandtl number*
- Pr_s = *Prandtl number pada bagian surface*

Persamaan diatas berlaku apabila:

$$N_L \geq 20$$

$$0,7 \leq P_r \leq 500$$

$$10 \leq Re_{D,max} \leq 2 \times 10^5$$

Tabel 2.1. Konstanta untuk persamaan 2.26 untuk aliran melewati *tube banks* dengan jumlah baris ≥ 20

Configuration	$Re_{D,max}$	C_1	m
Aligned	$10-10^2$	0.80	0.40
Staggered	$10-10^2$	0.90	0.40
Aligned	10^2-10^3	Approximate as a single (isolated) cylinder	0.63
Staggered	10^2-10^3		
Aligned ($S_T/S_L > 0.7$) ^a	$10^3-2 \times 10^5$	0.27	0.63
Staggered ($S_T/S_L < 2$)	$10^3-2 \times 10^5$	$0.35(S_T/S_L)^{1/5}$	0.60
Staggered ($S_T/S_L > 2$)	$10^3-2 \times 10^5$	0.40	0.60
Aligned	$2 \times 10^3-2 \times 10^6$	0.021	0.84
Staggered	$2 \times 10^3-2 \times 10^6$	0.022	0.84

^aFor $S_T/S_L < 0.7$, heat transfer is inefficient and aligned tubes should not be used.

Dimana untuk *Reynold Number* dihitung dengan persamaan berikut:

$$Re_{D,max} = \frac{\rho \vec{v}_{max} D_{o,tube}}{\mu} \dots \dots \dots (2.27)$$

Dimana:

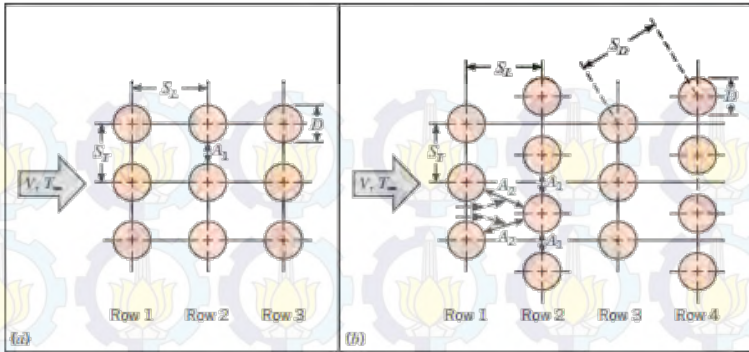
Re_D = Reynold number

ρ = Massa jenis fluida $\left(\frac{kg}{m^3}\right)$

\vec{v}_{max} = kecepatan maksimum aliran $\left(\frac{m}{s}\right)$

d = diameter luar pipa (m)

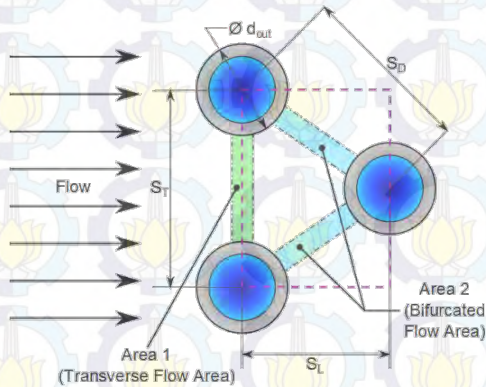
μ = viskositas absolut $\left(\frac{Ns}{m^2}\right)$



Gambar.2.17. Susunan tube (a) *aligned* dan (b) *staggered*

Pada susunan pipa inline, \vec{V}_{max} terjadi pada daerah A1. Untuk \vec{V}_{max} dapat dicari dengan persamaan berikut ini:

$$\vec{V}_{max} = \frac{S_T}{S_T - S_D} \times \vec{V} \dots \dots \dots (2.28)$$



Gambar. 2.18. Daerah terjadinya kecepatan maksimum pada susunan pipa *staggered*

Sedangkan untuk susunan pipa *staggered*, \vec{V}_{max} dapat terjadi di A1 maupun A2. Dengan syarat:

$$2(S_D - D) < (S_T - D) \dots \dots \dots (2.29)$$

\vec{V}_{\max} terjadi di A2 jika

$$S_D = \left[S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2} \right)^2 \right]^{1/2} < \frac{S_T + D}{2} \dots \dots \dots (2.30)$$

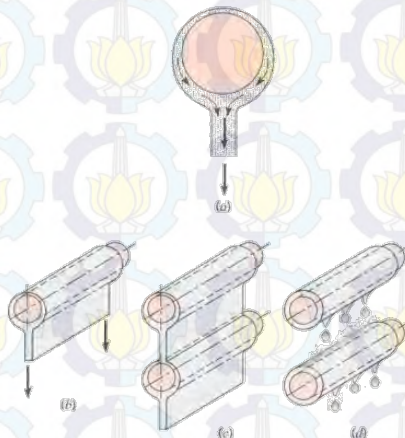
Persamaan diatas digunakan untuk mengecek susunan pipa *staggered*, apabila tidak memenuhi maka dianggap *inline*.

\vec{V}_{\max} untuk pipa *staggered* dicari dengan persamaan berikut:

$$\vec{V}_{\max} = \frac{S_T}{2(S_T - S_D)} \times \vec{V} \dots \dots \dots (2.31)$$

➤ *Zona Condensing*

Zona condensing merupakan daerah terbesar pada sisi *shell*. Daerah ini merupakan daerah terjadinya perubahan fase dari uap jenuh ke cair jenuh.



Gambar. 2.19. Lapisan kondensasi pada (a) bola, (b) *tube* horizontal tunggal, (c) barisan *tube* horizontal dengan *film condensation* (d) *dropwise condensation*

Koefisien konveksi untuk zona *condensing* dihitung dengan persamaan berikut:

$$h_{kondensasi} = 0,729 \left[\frac{g\rho_l(\rho_l - \rho_v)k_l^3 h_{fg}}{N_L \mu_l (T_{sat} - T_s) d_o} \right]^{1/4} \dots\dots\dots (2.32)$$

Untuk h'_{fg} dapat dicari dengan persamaan berikut:

$$h_{fg} = h_{fg}(1 + Ja) \dots\dots\dots (2.33)$$

Jacob Number dapat dihitung dengan persamaan berikut:

$$Ja = \frac{c_{p,l}(T_{sat} - T_s)}{h_{fg}} \dots\dots\dots (2.34)$$

2.5. Perpindahan panas pada sisi tube

Perpindahan panas pada sisi *tube* dianalisis sebagai *internal flow in circular tube*. Untuk menghitung nilai *local Nusselt Number* digunakan persamaan *Dittus-Boelter* dengan syarat aliran bersifat turbulen.

$$Nu_{UD} = 0,023 Re_D^{4/5} Pr^n \dots\dots\dots (2.35)$$

Dengan syarat:

$$\left[\begin{array}{l} \frac{L}{D} > 10 \\ 0,7 < Pr < 160 \\ Re_D < 10000 \end{array} \right]$$

Dimana:

$n = 0,4$ untuk heating ($T_s < T_m$)

$n = 0,3$ untuk cooling ($T_s < T_m$)

Dalam perhitungan dimasukkan *properties* fluida yang dicari pada T_m (*mean temperature*)

Untuk menghitung *Reynold number*, digunakan persamaan berikut:

$$Re_{D,tube} = \frac{Nu_{tube}k_c}{d_i} \dots\dots\dots (2.36)$$

Untuk mencari koefisien konveksi dihitung dari persamaan berikut:

$$h_{i,tube} = \frac{Nu_{tube}k_c}{d_i} \dots\dots\dots (2.37)$$

2.6. Overall heat transfer

Overall heat transfer adalah total tahanan *thermal* antar dua fluida yang terjadi perpindahan panas. Untuk *heat exchanger* tipe tubular tanpa *fin*, *overall heat transfer* dihitung berdasarkan tahanan termal. Persamaan umum untuk menghitung *overall heat transfer coefficient* adalah:

$$\frac{1}{UA} = R_{tot} \dots\dots\dots (2.38)$$

Dalam permasalahan yang lebih kompleks, tahanan *thermal* melibatkan tahanan konveksi aliran didalam silinder, tahanan konduksi pada material silinder, dan tahanan konveksi aliran diluar silinder. Sehingga didapatkan persamaan sebagai berikut:

$$R_{tot} = \frac{1}{h_o 2\pi r_o L} + \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_i 2\pi r_i L} \dots\dots\dots (2.39)$$

Dari persamaan diatas, didapatkan persamaan untuk *overall heat transfer* sebagai berikut:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + R_{fo} + \frac{r_o}{k} \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right) + R_{fi} + \left(\frac{r_o}{r_i}\right) \frac{1}{h_i}} \dots\dots\dots (2.40)$$

Dimana:

$U =$ overall heat transfer coefficient $\left(\frac{W}{mK}\right)$

$h_o =$ koefisien konveksi diluar tube $\left(\frac{W}{m^2K}\right)$

$h_i = \text{koefisien konveksi didalam tube } \left(\frac{W}{m^2K} \right)$

$r_o = \text{jari - jari luar tube (m)}$

$r_i = \text{jari - jari dalam tube (m)}$

$k = \text{konduktivitas thermal } \left(\frac{W}{mK} \right)$

$Rf = \text{fouling factor } \left(\frac{m^2K}{W} \right)$

2.5. Analisis Pressure Drop

Pressure drop adalah terjadinya penurunan tekanan akibat *heat exchanger* yang tidak ideal. Karena pada kondensor tekanan vakum, maka terjadi kenaikan tekanan.

2.5.1 Pressure Drop pada sisi shell

Untuk mencari *pressure drop* pada sisi *shell* digunakan pada sisi *shell* ini menggunakan korelasi Zukauskas untuk *flow across banks of tubes* berikut:

$$\Delta p = N_L \chi \left(\frac{\rho V_{max}^2}{2} \right) f \dots \dots \dots (2.41)$$

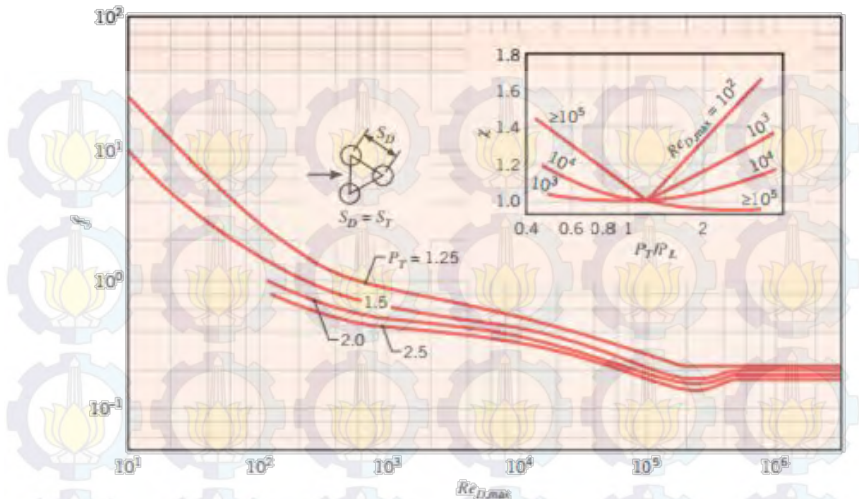
Keterangan :

N_L = Jumlah *row*

χ = faktor koreksi

f = *friction factor*

Faktor koreksi dan *friction factor* tersebut dapat dicari menggunakan grafik berikut :



Gambar 2.20. *friction factor f and correction factor χ untuk staggered tube*

2.5.2 *Pressure Drop pada sisi tube*

Untuk menghitung *pressure drop* pada sisi *tube* dapat digunakan persamaan berikut ini:

$$\Delta p_t = 4f \frac{LN_p}{D_i} \rho \frac{\vec{V}^2}{2} \dots \dots \dots (2.42)$$

Dimana:

L = panjang *tube*

d_i = *inner diameter tube*

ρ = massa jenis air pendingin

\vec{V} = kecepatan aliran dalam *tube*

f = *friction factor*

N_p = jumlah laluan

Fluida akan mengalami penambahan losses jika terdapat *expansion* dan *sudden contraction* sehingga *pressure drop*

semakin besar akan semakin besar, yang mana dirumuskan dengan:

$$\Delta p_t = 4N_p \rho \frac{\bar{v}^2}{2} \dots\dots\dots (2.43)$$

Untuk mencari *friction factor* dapat digunakan rumus berikut:

$$f = 0,046Re^{-0,2} \text{ for } 3 \times 10^4 < Re < 10^5$$

$$f = 0,079Re^{-0,25} \text{ for } 4 \times 10^3 < Re < 10^5$$

Sehingga total *pressure drop* pada sisi *tube* adalah:

$$\Delta p_t = \left(4f \frac{LN_p}{D_i} + 4N_p \right) \rho \frac{\bar{v}^2}{2} \dots\dots\dots (2.44)$$

2.6. Effectiveness Dengan Metode NTU

Metode NTU digunakan untuk menentukan *effectiveness* dari *heat exchanger*. Untuk menentukan besarnya *effectiveness*, perlu diketahui perpindahan panas maksimum yang mungkin dicapai oleh *heat exchanger*. *Effectiveness* (ϵ) adalah rasio perbandingan antara laju perpindahan aktual dengan laju perpindahan panas maksimum yang mungkin terjadi pada suatu *heat exchanger*. *Effectiveness* merupakan bilangan tanpa dimensi dan berada dalam batas $0 < \epsilon < 1$. Adapun untuk perhitungan *heat exchanger effectiveness* adalah sebagai berikut:

$$\epsilon = f \left[NTU, \frac{C_{min}}{C_{max}} \right] \dots\dots\dots (2.45)$$

$$\epsilon = \frac{q}{q_{max}} \dots\dots\dots (2.46)$$

Dimana :

$$q_{max} = C_{min} \times (T_{h,i} - T_{c,i}) \dots\dots\dots (2.47)$$

Dimana C_{min} adalah nilai terkecil dari persamaan berikut:

$$C_c = \dot{m}_c \times C_{pc} \dots\dots\dots (2.48)$$

$$C_h = \dot{m}_h \times C_{ph} \dots\dots\dots (2.49)$$

Keterangan:

C_c = heat capacity rate fluida dingin $\left(\frac{W}{K}\right)$

C_h = heat capacity rate fluida panas $\left(\frac{W}{K}\right)$

\dot{m}_c = laju aliran massa fluida dingin $\left(\frac{kg}{s}\right)$

\dot{m}_h = laju aliran massa fluida panas $\left(\frac{kg}{s}\right)$

C_{pc} = kalor spesifik fluida dingin $\left(\frac{J}{kgK}\right)$

C_{ph} = kalor spesifik fluida panas $\left(\frac{J}{kgK}\right)$

Dari perhitungan nilai C diatas akan diperleh nilai C yang terkecil yang kemudian dimasukkan dalam perhitungan NTU yang selanjutnya digunakan untuk menganalisis perpindahan panas pada suatu *heat exchanger*.

$$NTU = \frac{UA}{c_{min}} \dots\dots\dots (2.50)$$

Dalam perhitungan *effectiveness* juga dibutuhkan nilai C_r , yakni rasio kapasitas panas yang memiliki range antar 0-1. C_r dapat dihitung dengan rumus berikut:

$$C_r = \frac{c_{min}}{c_{max}} \dots\dots\dots (2.51)$$

Karena tipe *heat exchanger* adalah *shell and tube* dengan *two pass*, maka digunakan persamaan berikut:

$$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + C_r + (1 + C_r^2)^{1/2} \times \frac{1 + \exp[-(NTU)_1(1+C_r^2)^{1/2}]}{1 - \exp[-(NTU)_1(1+C_r^2)^{1/2}]} \right\}^{-1} \dots\dots (2.52)$$

2.7. *Eddy Current Test*

Eddy current testing berasal dari penemuan Michael Faradays mengenai induksi elektromagnetik pada tahun 1831. Metode *eddy current test* dipergunakan dalam dua aspek dari *Nondestructive Testing*. Pertama-tama sebagai alat temuan pada permukaan dan cacat-cacat di bawah permukaan, dan yang kedua sebagai alat penentu karakteristik metalurgi yang berbeda sebagai pengganti metode destruktif. *Eddy-Current tests* menggunakan induksi elektromagnetik untuk mendeteksi cacat pada material konduktif *Eddy current*.

Eddy current test digunakan untuk mengetahui kemungkinan cacat/defect pada tube. *Eddy current test* merupakan metode pengujian untuk mengetahui ketebalan sisa dari tube baik dengan orientasi *defect* dari sisi luar ataupun dalam tube yang mempunyai *conductivity*. menggunakan bobbin probe melalui sisi dalam tube dan dilakukan kepada seluruh area tube. Hasil *eddy current test* berupa presentase cacat atau pengurangan tebal dinding tube. Untuk cacat dari dalam tube (*inside defect-ID*) dan dari luar tube (*Outside Defect-OD*).

Metode pemeriksaan tube dilakukan sesuai kalibrasi yang dilakukan pada tube dengan artificial *defect* sebagai referensi cacat. Hasil kalibrasi ini dari tube referensi tersebut selanjutnya dituangkan dalam bentuk kurva kalibrasi cacat sebagai pemeriksaan tube. Berikut ini adalah grafik hasil tes *eddy current*

Setelah dilakukan *eddy current test*, akan dilakukan tindakan lebih lanjut. Apakah akan dilakukan *plugging* atau *retubing* untuk menghindari terjadinya kontaminasi *sea water* terhadap *steam area* ada area *condenser*.

BAB III

METODOLOGI

Dalam perhitungan performa kondensor unit 3 dan 4 ini digunakan analisis termodinamika dan perpindahan panas dalam bentuk *overall heat transfer coefficient* (U), metode LMTD, perhitungan Nusselt Number, *pressure drop*, dan perhitungan *effectiveness* dengan metode NTU.

3.1. Studi Literatur

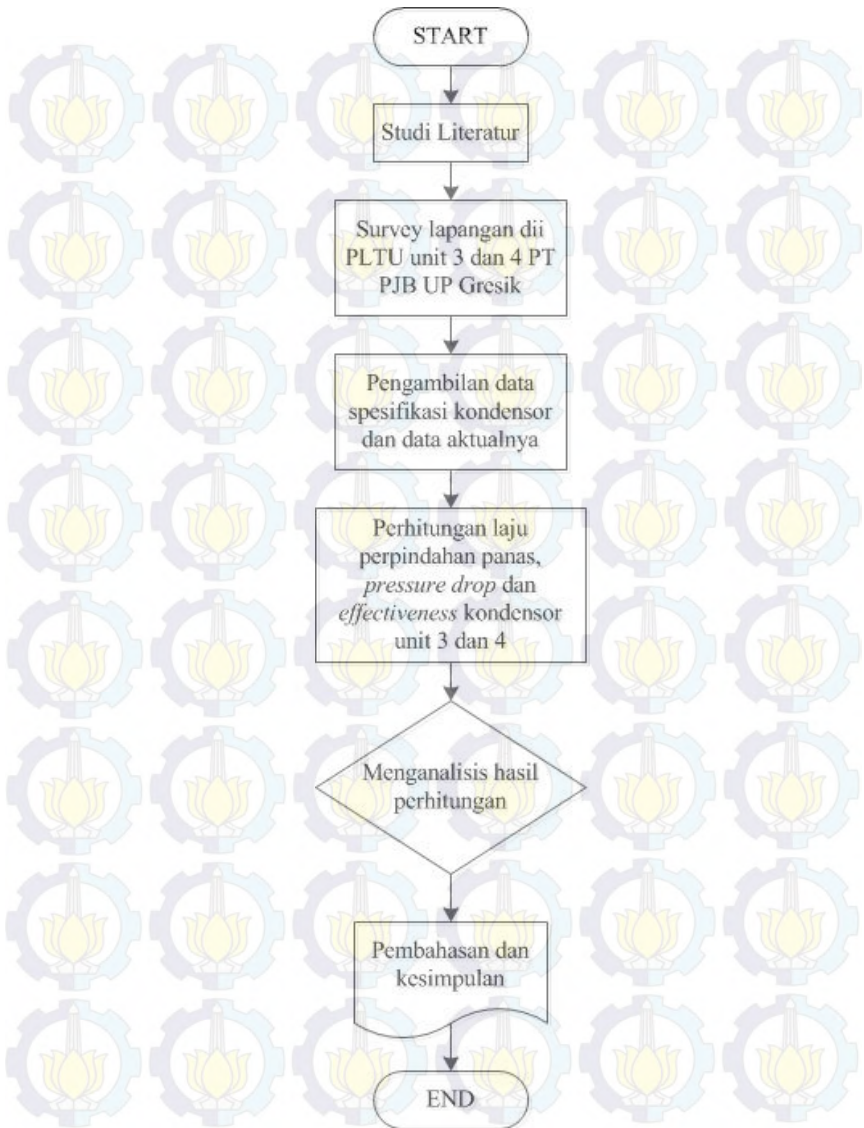
Pada studi literatur, penulis memahami pengaruh perbedaan material tube kondensor dari berbagai sisi. Dengan studi literatur ini, penulis dapat mencari kemungkinan perbedaan hasil perhitungan antara kedua kondensor ini. Studi literatur dilakukan di perpustakaan, *computer control room*, diskusi dengan mentor, dosen pembimbing, dan pihak lapangan. Jurnal dan diktat menjadi acuan dalam melakukan hipotesis awal.

3.2. Pengambilan Data

Dalam perhitungan performa kondensor yang meliputi laju perpindahan panas, *pressure drop*, *effectiveness*, dan lain lain digunakan data yang berasal dari berbagai macam sumber. Baik data teoritis maupun data aktual. Data diambil dari spesifikasi kondensor, desain kondensor, dan data *log sheet* yang berasal dari CCR

Sedangkan untuk teori pendukung digunakan textbook "*Fundamental Engineering of Thermodynamics*", Michel J. Moran dan Howard N. Saphiro, "*Introduction to heat transfer*" D Butterworth dan "*Fundamentals of Heat and Mass Transfer*", Theodore L. Bergman dan Ladriene S. Lavine. "*Heat Exchanger Selection Rating and Thermal Design,*" Sadik Kakac, Hongtan Liu, dan berbagai sumber lain yang relevan.

3.3. Flow Chart Penyusunan Tugas Akhir



Gambar 3.1. Flow chart penyusunan tugas akhir

3.4. Analisis Termodinamika

Untuk menganalisis secara termodinamika, diperlukan *properties* pada tiap zona pada sisi *shell* dan juga pada sisi *tube*. *Properties* dicari dengan menggunakan data input yang berupa tekanan absolut dan temperatur *inlet* dan *oulet steam* maupun air pendingin. Dengan kesetimbangan massa, maka dapat dicari *mass flow rate steam* yang selanjutnya digunakan untuk perhitungan nilai kalor pada tiap zona dan analisis LMTD (*log mean temperature difference*).

3.5. Analisis Perpindahan Panas

Analisis perpindahan panas dibagi menjadi dua yakni pada sisi *shell* dan pada sisi *tube*

3.5.1. Perpindahan Panas pada Sisi Tube

Untuk menganalisis perpindahan panas pada sisi *tube*, maka digunakan data aktual yang berupa temperatur air laut yang masuk dan keluar serta data spesifikasi yang berupa kapasitas air laut. Dengan data yang telah didapatkan selanjutnya dicari temperatur rata-rata air pendingin untuk selanjutnya dicari *properties* dari tabel.

Setelah semua *properties* diketahui, maka selanjutnya adalah mencari *mass flow rate* untuk aliran didalam *tube*. Kemudian mencari *reynold number* untuk menentukan jenis aliran. Setelah diketahui jenis aliran langkah selanjutnya adalah menghitung *Nusselt Number*. Dari *nusselt number* akan dapat dihitung koefisien konveksi didalam *tube*.

3.5.2. Perpindahan Panas pada Sisi Shell

Perhitungan perpindahan panas dibagi menjadi tiga zona, yakni zona *desuperheating*, zona *condensing* dan zona *subcooling*.

➤ Zona *desuperheating* dan *subcooling*

Perhitungan pada zona *desuperheating* dan zona *subcooling* menggunakan metode yang sama. Untuk mencari *properties* pada zona *desuperheating*, digunakan rata-rata dari temperatur *exhaust turbine* dan temperatur uap jenuhnya.

Sedangkan untuk zona *subcooling* digunakan rata-rata temperatur jenuh dan temperatur *hotwell*.

Dengan menggunakan LMTD yang telah dihitung dengan menggunakan analisis termodinamika, maka dapat diketahui luasan perpindahan panas untuk tiap zona. Kecepatan *steam* digunakan untuk mencari *Reynold number* yang selanjutnya akan digunakan untuk menghitung *Nusselt number*. Setelah diketahui *Nusselt number* maka dapat diketahui koefisien konveksi pada zona *desuperheating* atau zona *subcooling*.

➤ **Zona Condensing**

Untuk mencari koefisien konveksi pada zona *condensing*, dilakukan asumsi temperatur *surface* untuk menentukan temperatur *film*. Dari temperatur *film*, dicari *properties* untuk melakukan perhitungan *Jacob number*, $h'fg$ dan *Nusselt number*. Langkah selanjutnya adalah perhitungan koefisien konveksi pada zona *condensing*. Setelah diketahui koefisien konveksi maka dapat dilakukan pengecekan asumsi temperatur *surface*. Apabila asumsi memiliki selisih lebih dari 0,01 maka dilakukan asumsi kembali agar selisih antara $T_{surface}$ asumsi dan $T_{surface}$ sebenarnya kurang dari atau sama dengan 0,01.

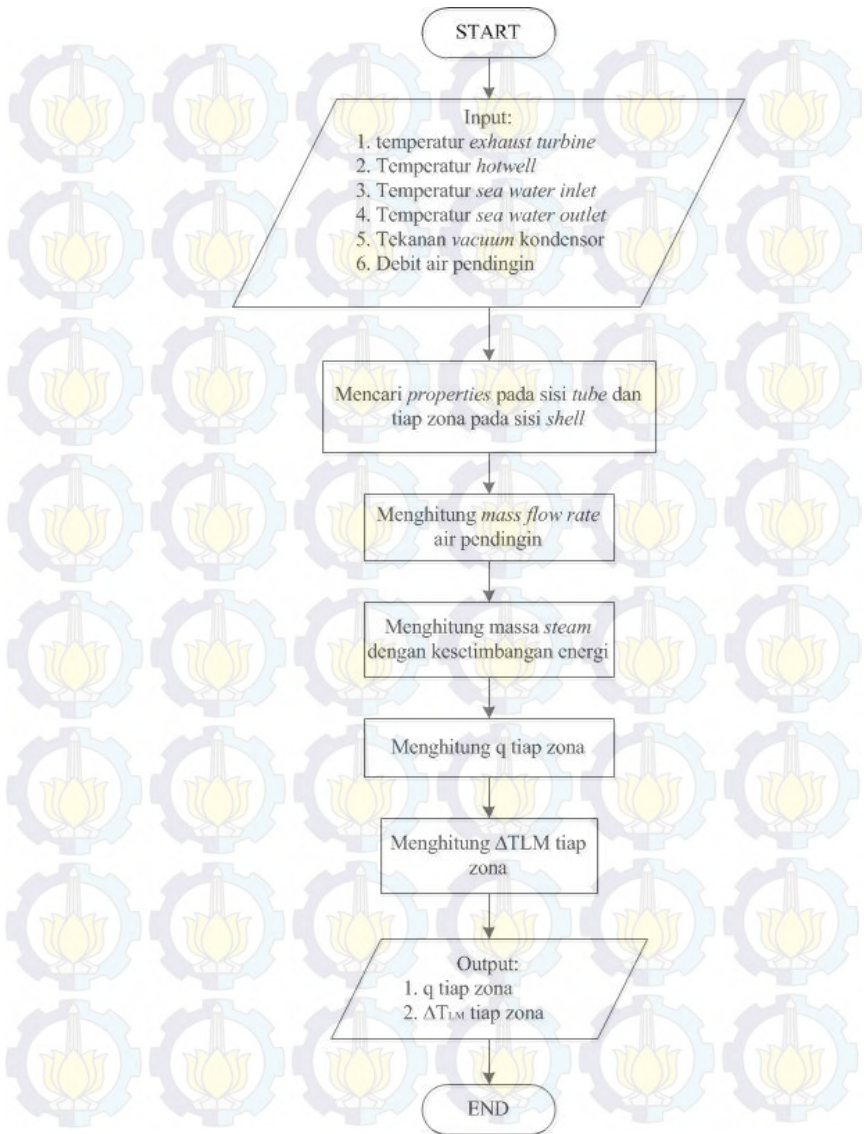
3.6. Analisis Pressure Drop

Pressure drop datau rugi-rugi tekanan dalam hal ini terjadi akibat *heat exchanger* yang tidak ideal. Karena pada kondensor bertekanan vakum, maka terjadi kenaikan tekanan.

3.7. Analisis Effectiveness Dengan Metode NTU

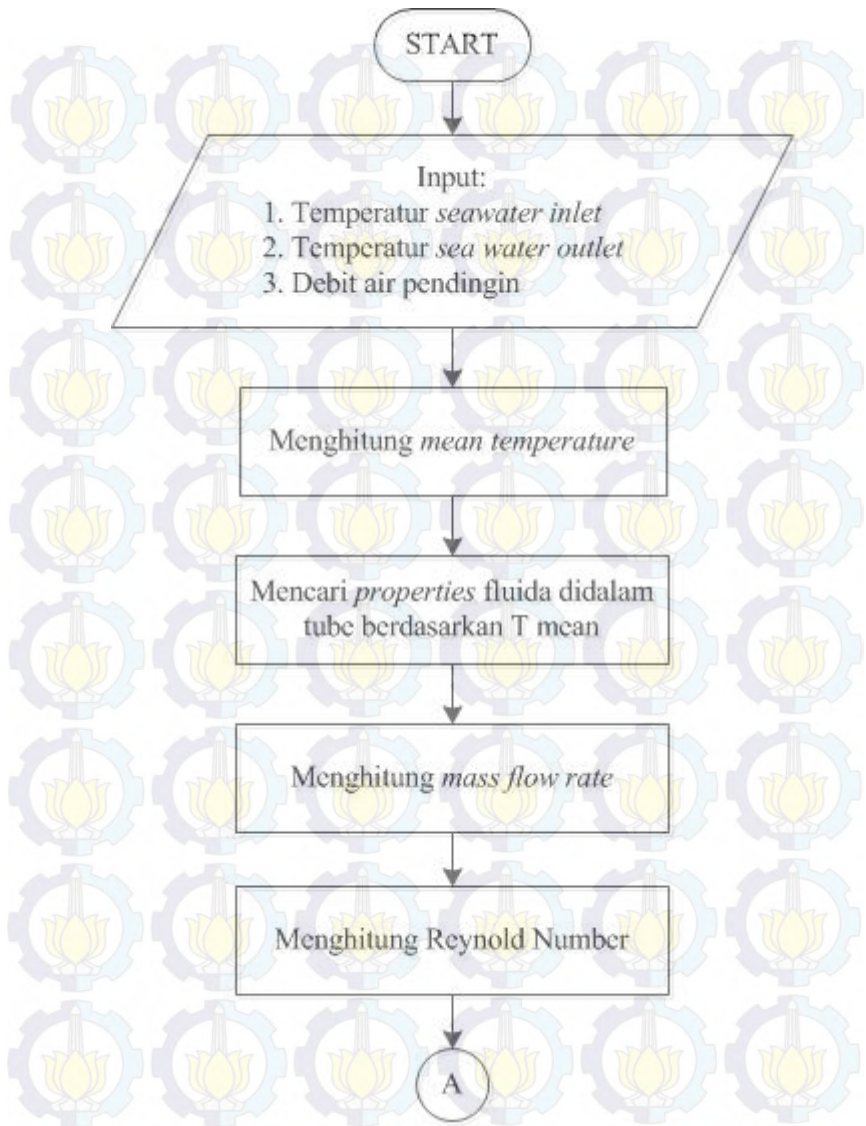
Effectiveness digunakan untuk menentukan rasio perbandingan antara laju perpindahan panas aktual dengan laju perpindahan panas maksimum yang mungkin terjadi. Semakin besar nilai *effectiveness* maka semakin baik suatu *heat exchanger* dalam melakukan perpindahan panas. Dalam melakukan perhitungan *effectiveness* ini digunakan metode NTU.

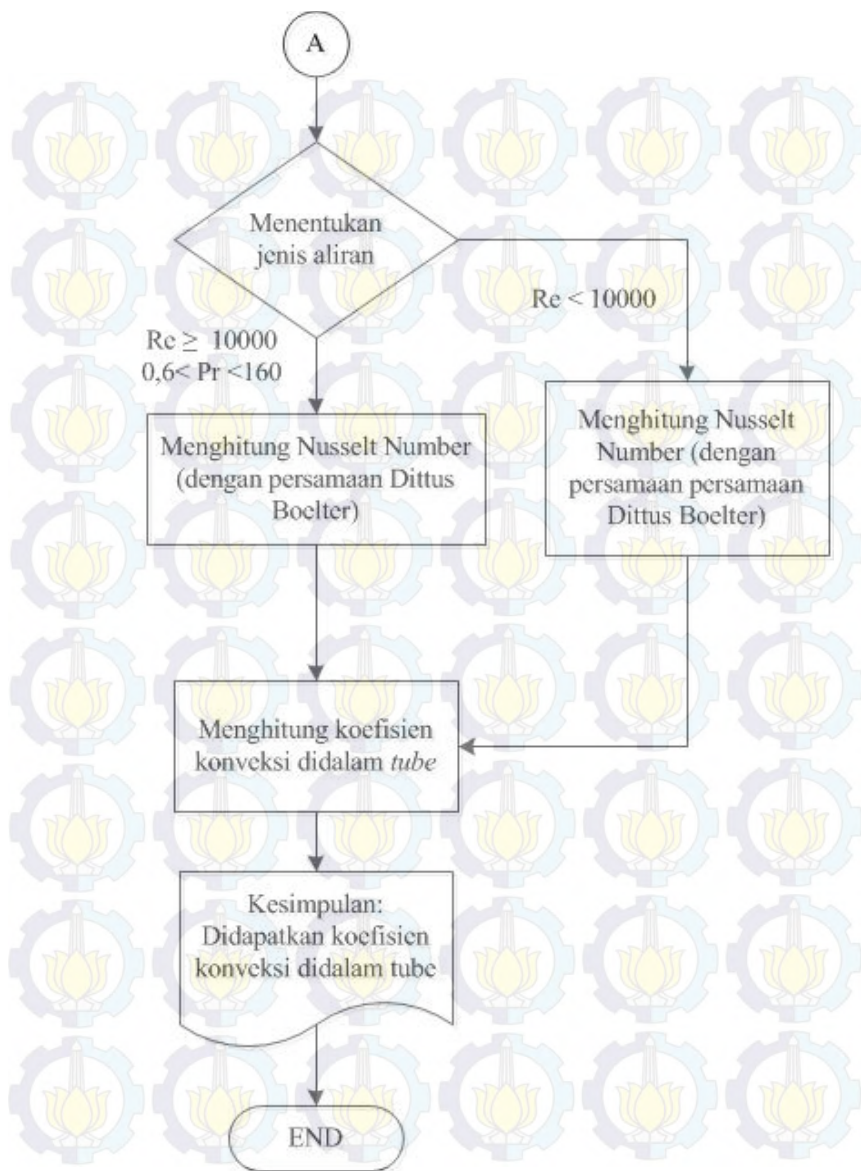
3.8. Flow chart Analisis Termodinamika



Gambar 3.2. Flowchart analisis termodinamika

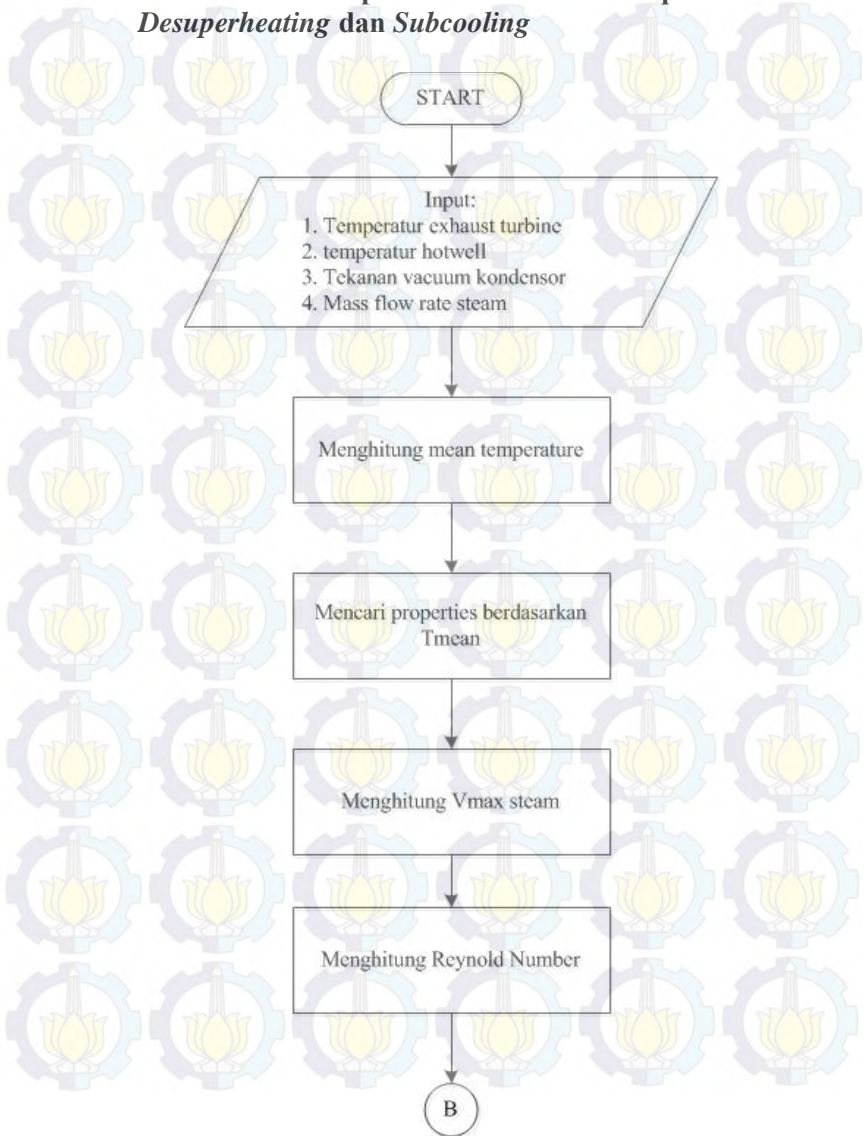
3.9. Flow chart Perpindahan Panas Pada Sisi Tube

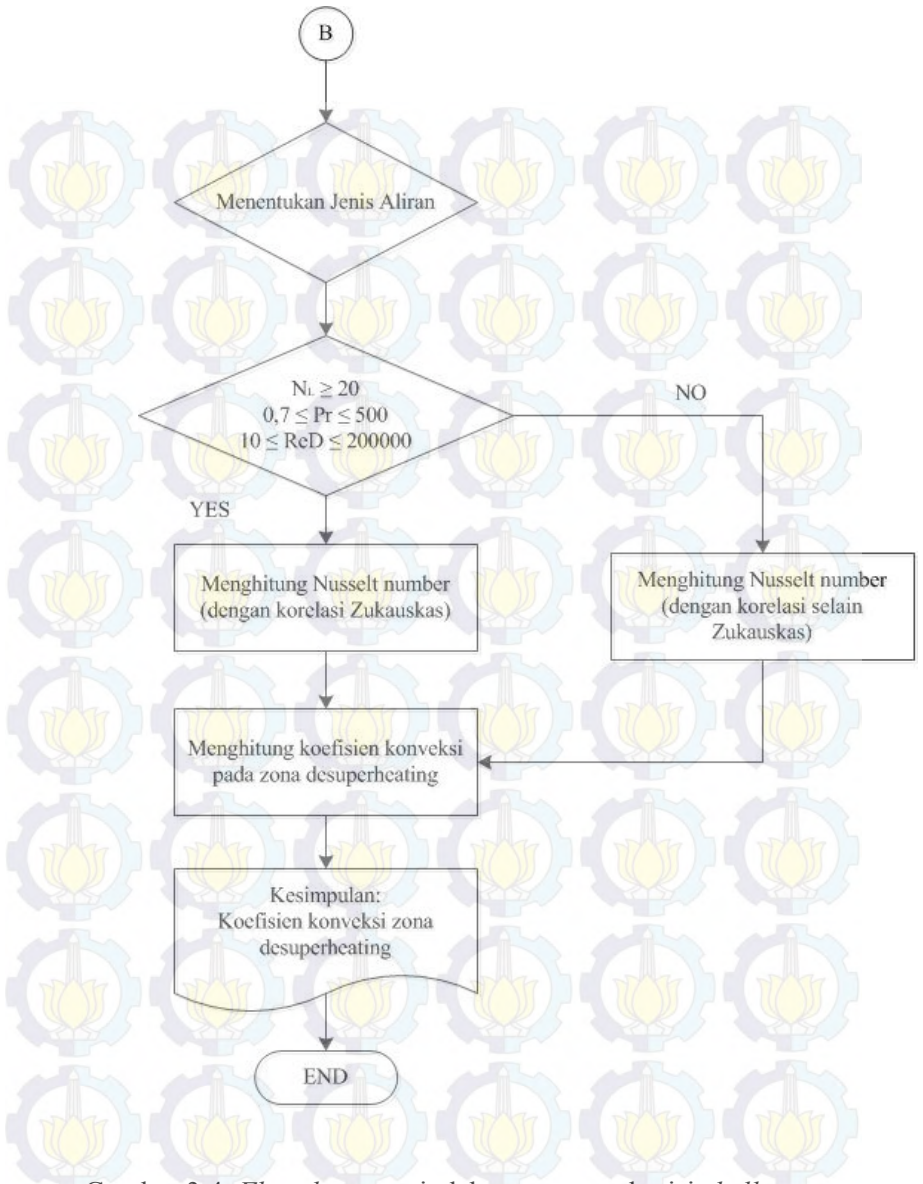




Gambar 3.3. Flowchart perpindahan panas pada sisi tube

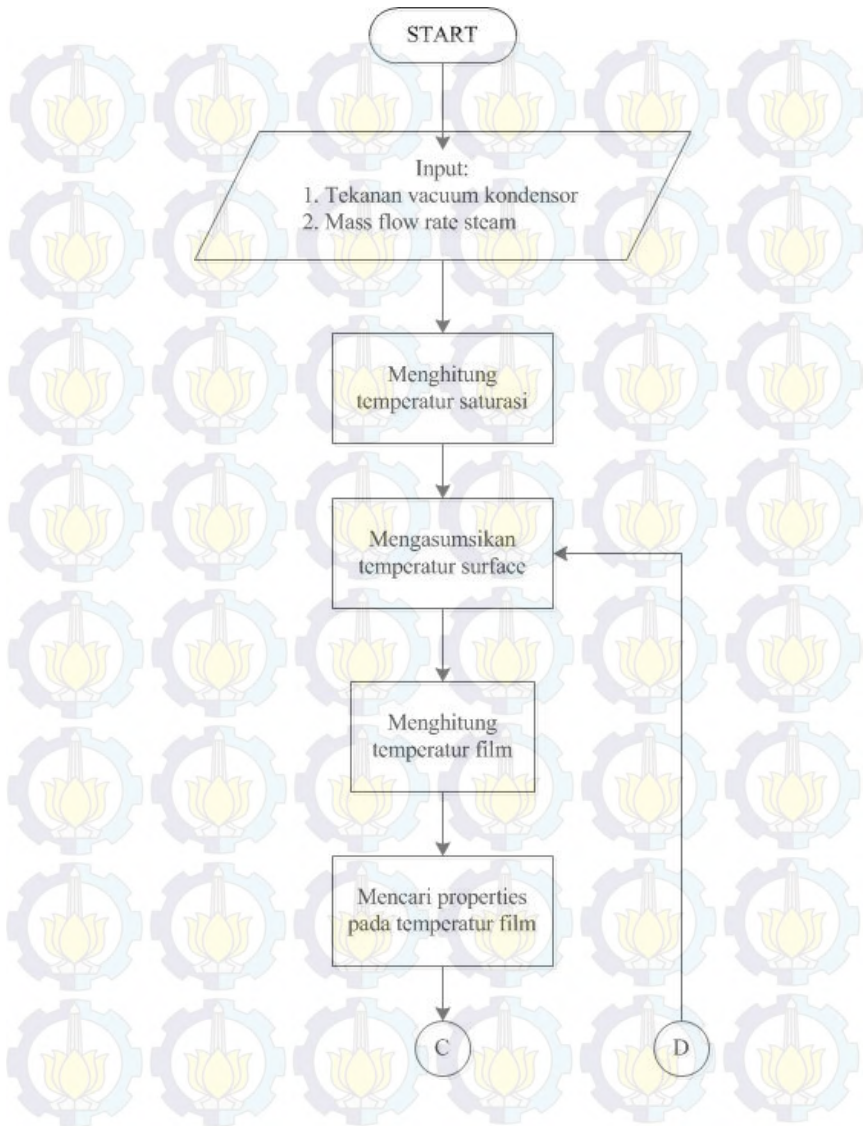
3.10. Flowchart Perpindahan Panas pada Zona Desuperheating dan Subcooling

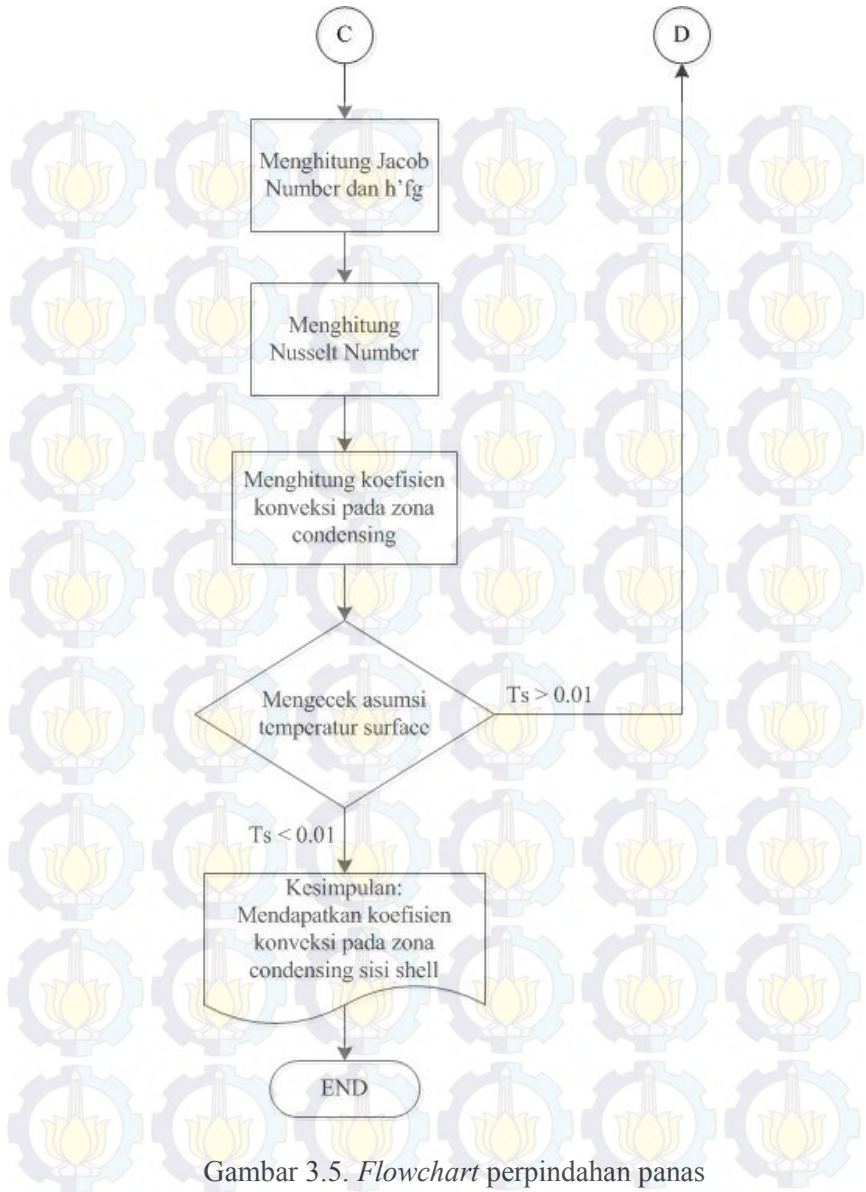




Gambar 3.4. *Flowchart* perpindahan panas pada sisi *shell* zona *desuperheating* dan *subcooling*

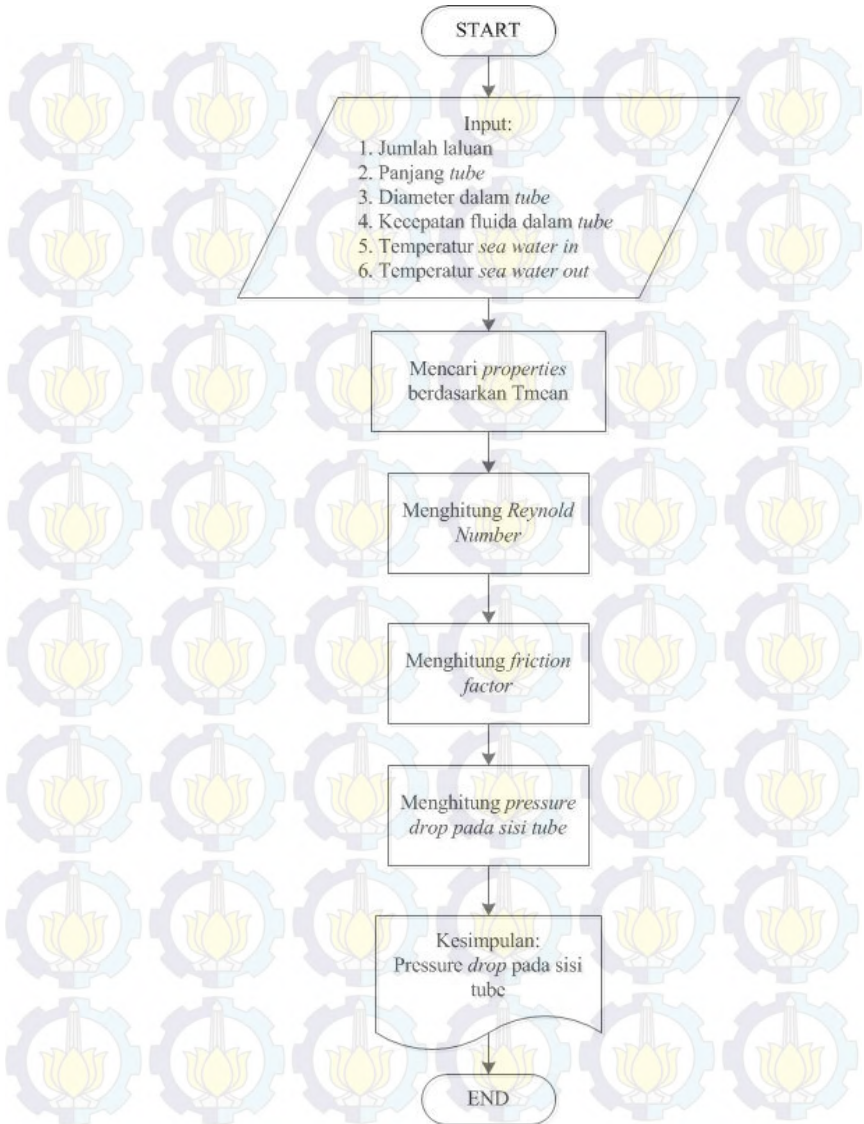
3.11. Flow chart Perpindahan Panas pada Zona Condensing





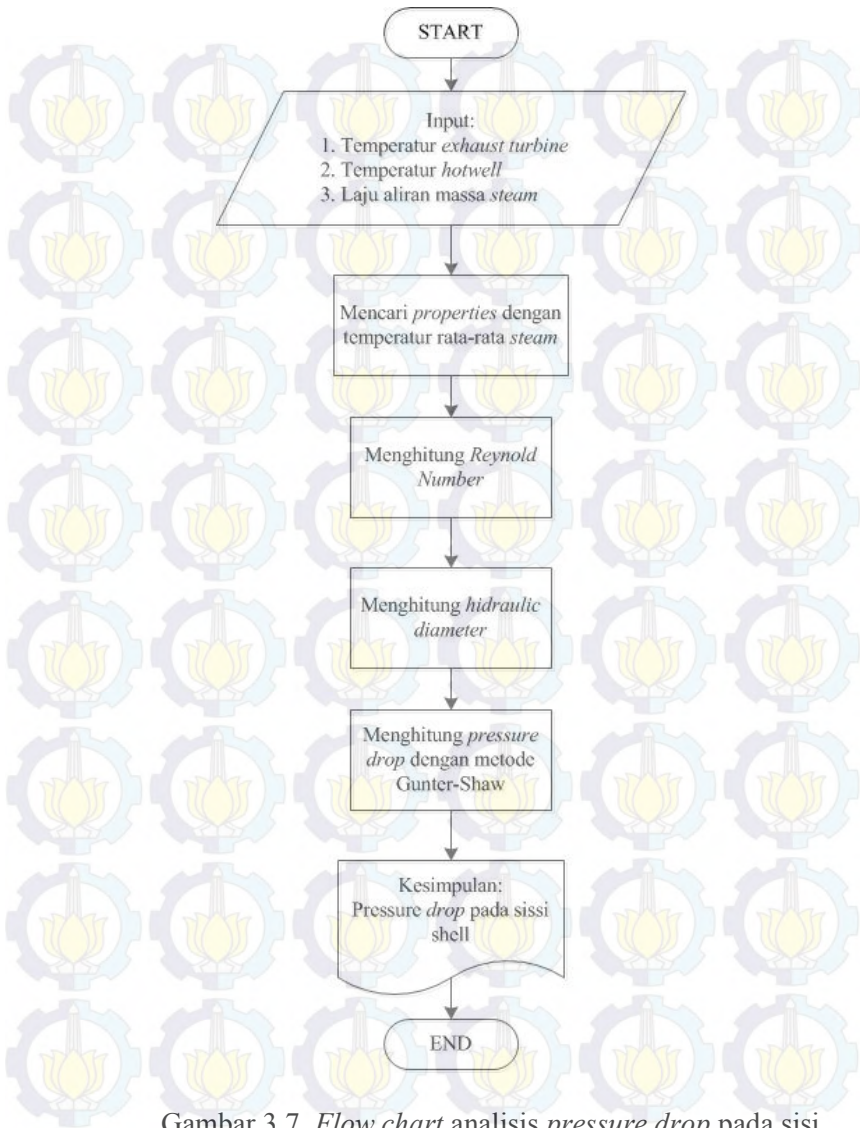
Gambar 3.5. *Flowchart* perpindahan panas pada zona *condensing*

3.12. Flow chart Analisis Pressure Drop Pada Sisi Tube



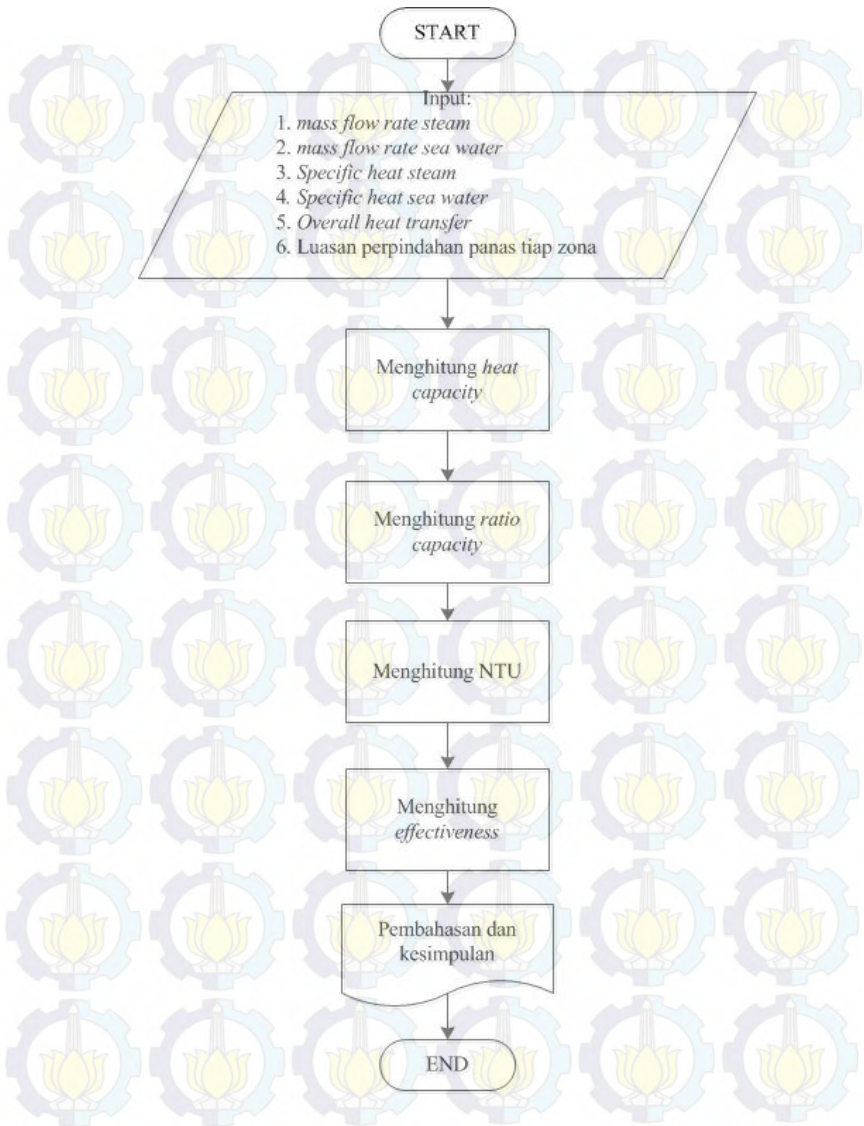
Gambar 3.6 Flowchart analisis pressure drop pada sisi tube

3.13. Flow chart Analisis Pressure Drop Pada Sisi Shell



Gambar 3.7. Flow chart analisis pressure drop pada sisi shell

3.14. Flow chart Analisis Effectiveness Dengan Metode NTU

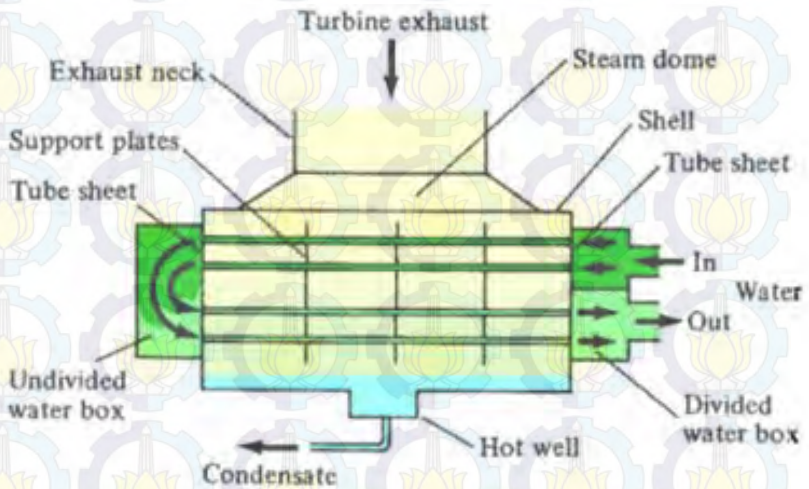


Gambar 3.8. Flow chart analisis Effectiveness dengan metode NTU

BAB IV HASIL DAN ANALISIS

Pada bab ini akan dijelaskan mengenai perhitungan dan pembahasan laju perpindahan panas dan efektivitas pada kondensator unit 3 dan 4 PLTU PJB UP Gresik. Perhitungan kedua unit ini akan dibandingkan berkaitan dengan adanya perbedaan material *tube* kondensator. Data yang digunakan terdiri dari data spesifikasi dan data aktual. Data spesifikasi merupakan data yang berasal dari desain kondensator. Sedangkan data aktual merupakan data yang terjadi di lapangan yang berasal dari *Cetral Control Room* (CCR) PT PJB UP Gresik.

Control volume pada kondensator unit 3 dan 4 PLTU UP Gresik dapat dilihat pada gambar dibawah ini.



Gambar. 4.1. *Surface condenser*

Dari gambar terlihat bahwa *steam* yang berasal dari *exhaust turbine* memasuki kondensator dari sisi atas (dalam bentuk *steam*) kemudian ditampung pada *hotwell* (dalam bentuk cair) untuk selanjutnya dialirkan keluar kondensator. *Sea water* yang merupakan air pendingin memasuki kondensator melalui *water box*

yang terbagi menjadi dua sisi yakni *inlet* dan *outlet*. Melalui sisi *inlet*, air pendingin memasuki separuh *tube* dan mengalir sepanjang *tube* hingga *water box* yang tidak terbagi. Air pendingin kemudian memasuki *tube* yang lain dan keluar melalui sisi *outlet* pada *divided waterbox*.

Berikut adalah data spesifikasi dan data aktual kondensator unit 3 dan 4 PT PJB UP Gresik.

Tabel 4.1. Data spesifikasi kondensator unit 3

Unit 3	
Type kondensator	<i>Two passes, reverse flow, divided water box, horizontal, surface type</i>
Tube material	Titanium
Total number of tube (N)	14528 (JIS TTH35 Main condensing zone) 608 (JIS TTH35 Air cooling zone)
Tube diameter outside	25 mm
Tube thickness	1.25 mm
Effective length	8909 mm
Row number	153
Cooling water flow rate	21660 m ³ /h

Tabel 4.2. Data spesifikasi kondensator unit 4

Unit 4	
Type kondensator	<i>Two passes, reverse flow, divided water box, horizontal, surface type</i>
Tube material	Aluminium Brass
Total number of tube (N)	14528 (JIS C6870T, Main condensing zone) 608 (JIS TTH35 Air cooling zone)
Tube diameter outside	25 mm
Tube thickness	1.25 mm

Effective length	8909 mm
Row number	153
Cooling water flow rate	21660 m ³ /h

Tabel 4.3. data aktual kodensor unit 3

<i>Vacuum condenser</i>	685.2023 mmHg
<i>Turbin exhaust</i> (T _{hi})	318.848 K
<i>Hotwell temperature</i> (T _{ho})	318.336 K
<i>Sea water inlet</i> (T _{ci})	306.215 K
<i>Sea water outlet</i> (T _{co})	314.848 K

4.1. Analisis Termodinamika

Untuk mencari besarnya aliran massa *steam* yang melalui kondensor, digunakan persamaan kesetimbangan energi.

a. Menentukan *properties* pada *T mean sea water*.

$$T_{mean} = \frac{T_{ci} + T_{co}}{2}$$

$$T_{mean} = \frac{306,215K + 314,127K}{2}$$

$$T_{mean} = 310,171 K$$

Dari tabel A.6 *Saturated water* didapatkan *properties* sebagai berikut:

Tabel 4.4. *Properties* pada temperatur *mean sea water*

μ_f	$693.8112 \times 10^{-6} \frac{Ns}{m^2}$
ν_f	$1,007 \times 10^{-3} \frac{m^3}{kg}$
ρ_f	$993.0487 \frac{kg}{m^3}$
k_f	$0,6272394 \frac{W}{mK}$

P_{rf}	4,6622
C_{pc}	$4,178 \frac{kJ}{kgK}$

b. Perhitungan *mass flow rate sea water*:

Dari data spesifikasi diketahui bahwa debit air pendingin adalah $21660 \text{ m}^3/\text{h}$. Debit ini merupakan debit maksimum sehingga dalam perhitungan diasumsikan debit yang mengalir sebesar 70%. dari debit maksimum, sehingga:

$$Q = 70\% \times Q_{max}$$

$$Q = 70\% \times 21660 \frac{\text{m}^3}{\text{hour}} \times \frac{1 \text{ hour}}{3600 \text{ detik}}$$

$$Q = 4,21167 \frac{\text{m}^3}{\text{detik}}$$

Harga $4,21167 \frac{\text{m}^3}{\text{detik}}$ merupakan debit air pendingin yang mengalir pada satu unit kondensor yang terdiri dari dua buah kondensor. Sehingga debit air pendingin yang mengalir pada tiap kondensor adalah:

$$Q = \frac{4,21167 \frac{\text{m}^3}{\text{detik}}}{2}$$

$$Q = 2,105835 \frac{\text{m}^3}{\text{detik}}$$

Setelah diketahui debit air pendingin, maka dapat dihitung *mass flow rate* air pendingin

$$\dot{m}_c = \rho V A$$

$$\dot{m}_c = \rho Q$$

$$\dot{m}_c = 993.0487 \frac{kg}{\text{m}^3} \times 2,105835 \frac{\text{m}^3}{\text{detik}}$$

$$\dot{m}_c = 2.091,195 \frac{kg}{s}$$

Mass flow rate untuk masing-masing tube adalah sebagai berikut:

$$\dot{m}_t = \frac{\dot{m}}{N_t}$$

$$\dot{m}_t = \frac{2987.219497 \frac{kg}{s}}{7564}$$

$$\dot{m}_t = 0.2878848 \frac{kg}{s}$$

c. Mengetahui *properties* pada tekanan vakum kondensor

Dari data diketahui bahwa vakum kondensor adalah 685,2023 mmHg (*gage*). Maka tekanan absolutnya adalah:

$$P_{abs} = P_{atm} - P_{gage}$$

$$P_{abs} = 760 \text{ mmHg} - 685,2023 \text{ mmHg}$$

$$P_{abs} = 74,7977 \text{ mmHg}$$

$$P_{abs} = 0,099705334 \text{ bar}$$

Dengan tekanan sebesar 0.099705334 bar dari tabel A-3 *Properties of Saturated Water (liquid-Vapor): Pressure table* didapatkan data sebagai berikut:

Tabel 4.5. *Properties* pada tekanan vakum kondensor.

T_{sat}	318,7466 K
h_f	191,5652 $\frac{kJ}{kg}$
h_g	2.584,5864 $\frac{kJ}{kg}$
h_o	189,85314 $\frac{kJ}{kg}$

Dan dari tabel A-4 *Properties of superheated water vapor* didapatkan:

$$h_i = 2.584,7969 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Dengan menggunakan prinsip *energy balance* maka didapatkan persamaan kesetimbangan energi sebagai berikut:

$$Q_{\text{hot}} = Q_{\text{cold}}$$

$$q_{\text{desup}} + q_{\text{condensing}} + q_{\text{subcooling}} = \dot{m}_c c_c (T_{\text{co}} - T_{\text{ci}})$$

$$\left[(\dot{m}_h (h_{hi} - h_g)) + (\dot{m}_h (h_g - h_f)) + (\dot{m}_h (h_f - h_o)) \right] = \dot{m}_c c_c (T_{\text{co}} - T_{\text{ci}})$$

$$\dot{m}_h (2.584,7969 - 2.584,5864) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} + \dot{m}_h (2.584,5864 - 191,5652) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$+ \dot{m}_h (191,5652 - 189,85314) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 2.091,195 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 4,178 \frac{\text{KJ}}{\text{KgK}} \times$$

$$(314,127 - 306,125) \text{K}$$

$$\dot{m}_h 2.394,944 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 69.127,24352 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}$$

$$\dot{m}_h = 28,8638 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Sehingga didapatkan laju aliran massa *steam* yang memasuki kondensor sebesar $28.8638 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$

4.1.1. Laju Perpindahan Panas Pada Sisi *Shell*

Setelah diketahui laju aliran *steam*, maka dapat dihitung besar laju perpindahan panas tiap zona pada sisi *shell*.

- Laju perpindahan panas zona *desuperheating*

$$q_{\text{desup}} = \dot{m}_h (h_{hi} - h_g)$$

$$q_{\text{desup}} = 28.8638 \frac{\text{kg}}{\text{s}} (2584,7969 - 2584.5864) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$q_{desup} = 6,075547072 \text{ kW}$$

- Laju perpindahan panas zona *condensing*

$$q_{cond} = \dot{m}_h (h_g - h_f)$$

$$q_{cond} = 28,8638 \frac{\text{kg}}{\text{s}} (2.584,5864 - 191,5652) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$q_{cond} = 69.071,75022 \text{ kW}$$

- Laju perpindahan panas zona *subcooling*

$$q_{subcool} = \dot{m}_h (h_f - h_o)$$

$$q_{subcool} = 28,8638 \frac{\text{kg}}{\text{s}} (191,5652 - 189,85314) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$q_{subcool} = 49,41775 \text{ kW}$$

Sehingga laju perpindahan panas pada sisi *shell* adalah:

$$q_{shell} = q_{desup} + q_{cond} + q_{subcool}$$

$$q_{shell} = 6,075547072 \text{ kW} + 69.071,75022 \text{ kW} + 49,41775 \text{ kW}$$

$$q_{shell} = 69.127,24352 \text{ kW}$$

4.1.2. Laju Perpindahan Panas Pada Sisi *Tube*

Berikut ini adalah besar laju perpindahan panas di sisi *tube*:

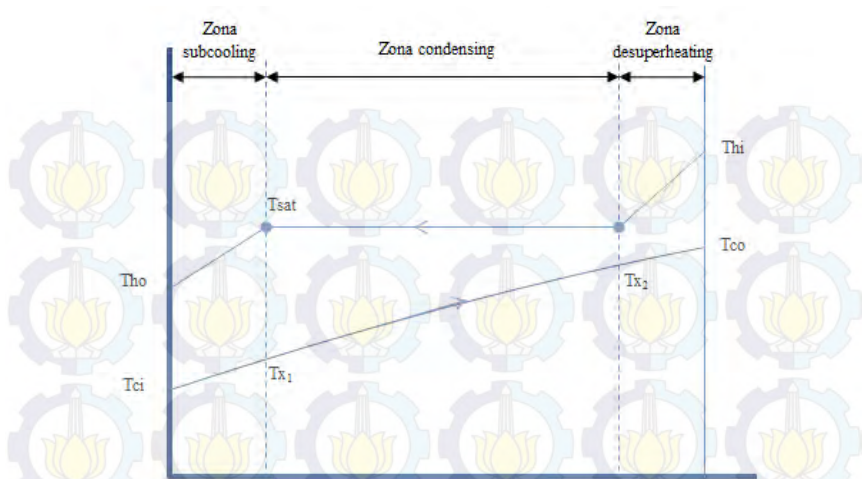
$$q_{cold} = \dot{m}_c c_{pc} (T_{co} - T_{ci})$$

$$q_{cold} = 2091.195 \frac{\text{kg}}{\text{s}} 4,178 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} (314,127\text{K} - 306,215\text{K})$$

$$q_{cold} = 69127.24352 \text{ kW}$$

4.2. Analisis Perpindahan Panas

Sebelum menghitung ΔT_{LM} untuk masing-masing zona, terlebih dahulu dihitung nilai T_{x1} dan T_{x2} . Adapun grafik distribusi temperatur pada kondensator adalah sebagai berikut:



Gambar 4.2. Distribusi temperatur pada kondensor

Nilai T_{x1} :

$$Q_{\text{subcool}} = \dot{m}_c c_{pc} (T_{x1} - T_{ci})$$

$$70,8488 \text{ kW} = 2.987,219497 \frac{\text{kg}}{\text{s}} 4,1785 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} (T_{x1} - 306,215\text{K})$$

$$T_{x1} = 306,215\text{K} + \frac{49,4177 \text{ kW}}{2.091,195 \frac{\text{kg}}{\text{s}} 4,178 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}}$$

$$T_{x1} = 306,2206 \text{ K}$$

Nilai T_{x2} :

$$Q_{\text{desup}} = \dot{m}_c c_{pc} (T_{co} - T_{x2})$$

$$16,36794 \text{ kW} = 2.987,219497 \frac{\text{kg}}{\text{s}} 4,1785 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} (314,127\text{K} - T_{x2})$$

$$T_{x2} = 314,127\text{K} - \frac{16,075547072 \text{ kW}}{2.091,195 \frac{\text{kg}}{\text{s}} 4,178 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}}$$

$$T_{x2} = 314,1263 \text{ K}$$

4.2.1. Analisis LMTD (*Log mean Temperature Difference*)

➤ ΔT_{LM} zona *desuperheating*

$$\Delta T_{LM,desup} = \frac{(T_{hi} - T_{co}) - (T_{sat} - T_{x2})}{\ln \frac{(T_{hi}-T_{co})}{(T_{sat}-T_{x2})}}$$

$$\Delta T_{LM,desup} = \frac{(318,848 \text{ K} - 314,127 \text{ K}) - (318,746 \text{ K} - 314,1256 \text{ K})}{\ln \frac{(318,848 \text{ K} - 314,127 \text{ K})}{(318,746 \text{ K} - 314,1256 \text{ K})}}$$

$$\Delta T_{LM,desup} = \frac{(4,721 \text{ K}) - (4,6204 \text{ K})}{\ln \frac{(4,721 \text{ K})}{(4,6204)}}$$

$$\Delta T_{LM,desup} = \frac{0,8276 \text{ K}}{0,0215 \text{ K}}$$

$$\Delta T_{LM,desup} = 4,6707 \text{ K}$$

➤ ΔT_{LM} zona *condensing*

$$\Delta T_{LM,cond} = \frac{(T_{sat} - T_{x2}) - (T_{sat} - T_{x1})}{\ln \frac{(T_{sat}-T_{x2})}{(T_{sat}-T_{x1})}}$$

$$\Delta T_{LM,cond} = \frac{(318,746 \text{ K} - 314,12563 \text{ K}) - (318,746 \text{ K} - 306,2206 \text{ K})}{\ln \frac{(318,746 \text{ K} - 314,1263 \text{ K})}{(318,746 \text{ K} - 306,2206 \text{ K})}}$$

$$\Delta T_{LM,cond} = \frac{(4,62037 \text{ K}) - (12,5254 \text{ K})}{\ln \frac{(4,62037 \text{ K})}{(12,5254 \text{ K})}}$$

$$\Delta T_{LM,cond} = \frac{-7,90503 \text{ K}}{-0,99728}$$

$$\Delta T_{LM,cond} = 7,9266 \text{ K}$$

➤ ΔT_{LM} zona *subcooling*

$$\Delta T_{LM,subcool} = \frac{(T_{sat} - T_{x1}) - (T_{ho} - T_{ci})}{\ln \frac{(T_{sat} - T_{x1})}{(T_{ho} - T_{ci})}}$$

$$\Delta T_{LM,subcool} = \frac{(318,7466K - 306,2206K) - (318,336K - 306,215K)}{\ln \frac{(318,7466K - 306,2206K)}{(313,9K - 306,215K)}}$$

$$\Delta T_{LM,subcool} = \frac{(12,5264K) - (12,121K)}{\ln \frac{(12,5264K)}{(12,121K)}}$$

$$\Delta T_{LM,subcool} = \frac{0,405 K}{0,0328}$$

$$\Delta T_{LM,subcool} = 12,322 K$$

Dalam perhitungan *log mean temperature difference*, diperhitungkan faktor koreksi. Faktor koreksi dapat dicari melalui grafik faktor koreksi LMTD untuk *heat exchanger* tipe *shell and tube* dengan satu *shell* dan jumlah laluan 2 dan kelipatannya (2,4,6, dan seterusnya). Sehingga persamaan LMTD menjadi:

$$\Delta T_{LM,CF} = \Delta T_{LM} F$$

Untuk mencari nilai F perlu dihitung nilai R dan P sebagai berikut:

$$R = \frac{T_{hi} - T_{ho}}{T_{co} - T_{ci}}$$

$$R = \frac{318,848 K - 318,336 K}{314,127 K - 306,215 K}$$

$$R = 0,0647$$

$$P = \frac{T_{co} - T_{ci}}{T_{hi} - T_{ci}}$$

$$P = \frac{314,127 \text{ K} - 306,215 \text{ K}}{318,848 \text{ K} - 306,215 \text{ K}}$$

$$P = 0,626$$

Dari nilai P dan R diatas didapat nilai faktor koreksi sebesar 1.
Sehingga:

$$\Delta T_{LM,CF} = \Delta T_{LM}^F = \Delta T_{LM}$$

4.2.2. Analisis Perpindahan Panas *Internal*

Telah diketahui bahwa laju aliran massa pada tiap *tube* adalah:

$$\dot{m}_t = 0.2878848 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Dengan demikian dapat ditentukan nilai *Reynold number* sebagai berikut:

$$Re = \frac{4 \dot{m}_t}{\pi d_i \mu_f}$$

$$Re = \frac{4 \times 0.2878848 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{\pi \times 0,0225 \text{ m} \times 692.8112 \times 10^{-6} \frac{\text{Ns}}{\text{m}^2}}$$

$$Re = 23514.264$$

Untuk korelasi konveksi untuk aliran turbulen *fully developed*, digunakan persamaan *Dittus-Boelter* sebagai berikut:

$$Nu_D = 0,023 Re^{4/5} Pr^n$$

Dimana, $n = 0,4$ untuk pemanasan ($T_s > T_m$)

Syarat berlakunya persamaan diatas adalah:

$$0,6 \leq Pr \leq 160$$

$$Re_D \geq 10.000$$

$$\frac{L}{D} \geq 10$$

Sehingga:

$$Nu_D = 0,023 \times 23514,264^{4/5} \times 4,6622^{0,4}$$

$$Nu_D = 133.73014$$

Maka:

$$h_t = \frac{Nu_D \times k}{di}$$

$$h_t = \frac{133.73014 \times 627,2394 \times 10^{-3} \frac{W}{mK}}{0,0225 m}$$

$$h_t = 3728.0362 \frac{W}{m^2K}$$

Jadi, koefisien konveksi didalam *tube* adalah:

$$h_t = 3728.0362 \frac{W}{m^2K}$$

4.2.3. Analisis Perpindahan Panas Eksternal

➤ Perpindahan Panas Zona *Desuperheating*

Zona *desuperheating* adalah zona dimana *steam* yang memasuki kondensor didinginkan hingga mencapai suhu *saturated*. Sebelum menghitung di zona *desuperheating* terlebih dahulu ditentukan *properties* fluida dengan $T_{mean,desup}$ sebagai berikut:

$$T_{mean,desup} = \frac{T_{hi} + T_{sat}}{2}$$

$$T_{mean,desup} = \frac{318,848 K + 318,746 K}{2}$$

$$T_{mean,desup} = 318,79729 K$$

Sehingga didapatkan *properties* sebagai berikut:

$$\rho = 0.06709 \frac{kg}{m^3}$$

$$\mu = 9.8419 \times 10^{-6} \frac{Ns}{m^2}$$

$$Pr = 0.89135$$

$$k = 0.020912 \frac{W}{mK}$$

➤ Menghitung nilai $T_{surface}$

$$T_{s,desup} = \frac{T_{hi} + T_{x2}}{2}$$

$$T_{s,desup} = \frac{318,848 K + 314.126K}{2}$$

$$T_{s,desup} = 316.48715 K$$

Dengan $T_{surface}$ maka didapatkan nilai Prs sebagai berikut:

$$Prs = 0.88627$$

➤ Menghitung kecepatan *steam*

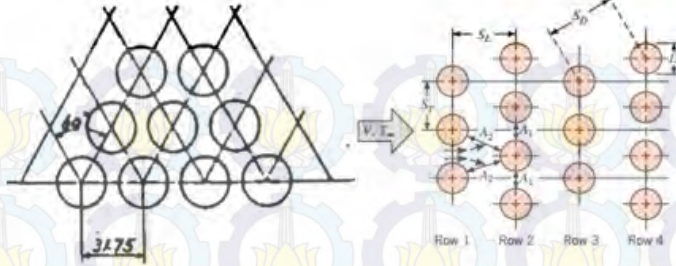
Untuk mencari laju perpindahan panas di zona *desuperheating*, pertama ditentukan kecepatan *steam* di zona *desuperheating*.

$$\vec{V} = \frac{\dot{m}_h}{\rho_{desup} A_{crossflow}}$$

$$\vec{V} = \frac{28.8638276 \frac{kg}{s}}{0.06709 \frac{kg}{m^3} \times 61.4721 m^2}$$

$$\vec{V} = 6.9987113 \frac{m}{s}$$

Pada susunan *tube staggered*, kecepatan maksimal dapat terjadi di daerah A1 ataupun A2.



Gambar. 4.3. Susuna *tube staggered*

V_{max} terjadi di A2 jika:

$$S_D = \left[S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2} \right)^2 \right] < \frac{S_T + D}{2}$$

Dengan menggunakan pitagoras, maka didapatkan

$$SD = 31,75 \text{ mm}$$

$$ST = 54,98 \text{ mm}$$

$$SL = 31,75 \text{ mm}$$

Sehingga:

$$31.75 = \left[15.875^2 + \left(\frac{54.98}{2} \right)^2 \right] < \frac{54.98 + 25}{2}$$

$$31.75 = [252,015625 + 7551,700] < 39,33$$

$$31.75 = 7803,715625 < 39,33$$

Persamaan diatas tidak sesuai, maka kecepatan maksimum terjadi di A1. Sehingga dihitung dengan persamaan berikut:

$$\vec{V}_{max} = \frac{ST}{ST - d_o} \times \vec{V}$$

$$\vec{V}_{max} = \frac{54,98 \text{ mm}}{(54,98 - 25) \text{ mm}} \times 6.9987113 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\vec{V}_{max} = 12.834862 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

➤ *Reynold number*

Setelah diketahui \vec{V}_{max} , maka dapat dihitung *Reynold Number*

$$Re_{Dmax,desup} = \frac{\rho_{desup} \vec{V}_{max} d_o}{\mu_{desup}}$$

$$Re_{Dmax,desup} = \frac{0.06709 \frac{kg}{m^3} \times 12.834862 \frac{m}{s} \times 0.025m}{9.8419 \times 10^{-6} \frac{Ns}{m^2}}$$

$$Re_{Dmax,desup} = 2187.3085$$

➤ *Menghitung Nusselt Number*

Sebelum menghitung *Nusselt Number*, terlebih dahulu ditentukan nilai C dan m.

Tabel 4.6. Konstanta untuk menghitung *Nusselt Number*

Configuration	$Re_{D,max}$	C_1	m
Aligned	$10-10^2$	0.80	0.40
Staggered	$10-10^2$	0.90	0.40
Aligned	10^2-10^3	Approximate as a single (isolated) cylinder	
Staggered	10^2-10^3		
Aligned ($S_T/S_L > 0.7$) ^a	$10^3-2 \times 10^5$	0.27	0.63
Staggered ($S_T/S_L < 2$)	$10^3-2 \times 10^5$	$0.35(S_T/S_L)^{0.25}$	0.60
Staggered ($S_T/S_L > 2$)	$10^3-2 \times 10^5$	0.40	0.60
Aligned	$2 \times 10^5-2 \times 10^6$	0.021	0.84
Staggered	$2 \times 10^5-2 \times 10^6$	0.022	0.84

^aFor $S_T/S_L < 0.7$, heat transfer is inefficient and aligned tubes should not be used.

Berdasarkan tabel diatas, maka:

$$\frac{ST}{SL} = \frac{54,98 \text{ mm}}{15,875 \text{ mm}} = 3,463$$

Karena nilai $\frac{ST}{SL} > 2$, maka

Maka digunakan nilai $C = 0.4$

$$Nu_{D,desup} = C Re_{D,max}^m Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4}$$

$$Nu_{D,desup} = 0,4 \times 2187,3085^{0,6} 0,89135^{0,36} \left(\frac{0,89135}{0,88627} \right)^{1/4}$$

$$Nu_{D,desup} = 38,783227$$

➤ Koefisien konveksi *desuperheating*

$$h_{o_{desup}} = \frac{Nu_{D,desup} k_{desup}}{d_o}$$

$$h_{o_{desup}} = \frac{38,783227 \times 0,020912 \frac{W}{mK}}{0,025m}$$

$$h_{o_{desup}} = 32,441394 \frac{W}{m^2K}$$

➤ Menghitung *Overall heat transfer coefficient* (U_{desup})

Berdasarkan tabel A.1. *Thermophysical Properties of Selected Metallic Solids* diketahui bahwa nilai konduktivitas termal sebagai berikut:

Tabel 4.7. Konduktivitas termal titanium

Temperatur	Konduktivitas Termal
200°K	24,5 $\frac{W}{mK}$
400°K	20,4 $\frac{W}{mK}$

Sehingga pada temperatur 318,79729 K didapat nilai konduktivitas termal sebesar 22,83534 $\frac{W}{mK}$

$$U_{desup} = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + R''_{f,o} + \frac{r_o \ln(r_o/r_i)}{k} + \left(\frac{r_o}{r_i}\right) R''_{f,i} \frac{1}{h_i}}$$

$$U_{desup} = \frac{1}{\frac{1}{45.1078 \frac{W}{m^2K}} + 0.0001 \frac{W}{m^2K} + \frac{0.0125m \ln(0.0125m/0.01125m)}{22.83534 \frac{W}{m^2K}} +}$$

$$U_{desup} = \frac{1}{\left(\frac{0.0125m}{0.01125m}\right) 0.0001 \frac{W}{m^2K} \frac{1}{4777.273316 \frac{W}{m^2K}}}$$

$$U_{desup} = 31.855612 \frac{W}{m^2K}$$

➤ Luasan perpindahan panas zona *desuperheating* (A_{desup})

Luasan perpindahan panas pada zona *desuperheating* diasumsikan sebesar 0,8% dari total luas selimut *tube*. Sehingga didapatkan luasan zona *desuperheating* sebagai berikut:

$$A_{desup} = \frac{0,8}{100} \times \pi \times d_o \times l \times N_t$$

$$A_{desup} = \frac{0,8}{100} \times \pi \times 0,025 m \times 8,909 m \times 7264$$

$$A_{desup} = 40,66161864 m^2$$

➤ Laju perpindahan panas zona *desuperheating*

$$q_{desup} = U_{desup} A_{desup} \Delta T_{LM,desup}$$

$$q_{desup} = 31.855612 \frac{W}{m^2K} \times 40,66161864 m^2$$

$$\times 4.6704 K$$

$$q_{desup} = 6.049,646019 Watt$$

➤ **Perpindahan Panas Zona *Codensing***

➤ *Mencari properties*

Berikut adalah properties pada temperatur saturasi

T_{sat}	318,746 K
v_g	$14.94261 \frac{m^3}{kg}$
h_{fg}	$2393.0082 \frac{kJ}{kg}$
ρ_g	$0,06692 \frac{kg}{m^3}$
c_{ph}	$1,8932 \frac{kJ}{kgK}$

Dan nilai T_{mean} yang telah dihitung pada sub bab sebelumnya adalah: $T_{mean} = 310,171K$

➤ Asumsi $T_{surface}$

Untuk perhitungan pada zona *condensing*, diperlukan asumsi temperatur *surface* untuk menentukan temperatur *film*. Maka diambil asumsi sebesar: $T_{surface} = 315.865$. Sehingga didapatkan:

$$T_{film} = \frac{T_{sat} + T_s}{2}$$

$$T_{film} = \frac{318.746 K + 315.865 K}{2}$$

$$T_{film} = 317.3058 K$$

Kemudian didapatkan *properties* berdasarkan T_{film} sebagai berikut:

$$\mu_f = 0,00060609736 \frac{Ns}{m^2}$$

$$v_f = 0,00100991 \frac{m^3}{kg}$$

$$\rho_f = 990,1872 \frac{kg}{m^3}$$

$$k_f = 0,636767 \frac{Ns}{m^2}$$

$$pr_f = 3,9801$$

$$cp_f = 4,1795$$

➤ Menghitung *Jacob number*

Setelah diketahui *properties* maka dapat menghitung *Jacob Number*

$$Ja = \frac{c_{p,f}(T_{sat} - T_s)}{h_{fg}}$$

$$Ja = \frac{4,1795 (318,746 K - 315,865 K)}{2393,0082 \frac{kJ}{kg}}$$

$$Ja = 0,005033$$

➤ Menghitung kalor laten

Dari *Jacob Number* dapat dihitung kalor laten

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

$$h'_{fg} = 2393,0082 \frac{kJ}{kg} (1 + 0,005033)$$

$$h'_{fg} = 2401198 \frac{kJ}{kg}$$

➤ Menghitung *Nusselt number*

Apabila telah diketahui nilai kalor laten, maka dapat dihitung *Nusselt Number* sebagai berikut:

$$Nu_D = 0,729 \left[\frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) d_o^3 h'_{fg}}{k_f \mu_f (T_{sat} - T_s)} \right]^{1/4}$$

$$Nu_D = 0,729 \left[\frac{9,81 \frac{m}{s^2} \times 990.1872 \frac{kg}{m^3} \left(990.1872 \frac{kg}{m^3} - 0,06692 \frac{kg}{m^3} \right) \times^{1/4}}{0,636767 \frac{W}{mK} \times 0,00060609736 \frac{Ns}{m^2}} \right]$$

$$Nu_D = 0,729 \left[\frac{0,025^3 m^3 \times 2401198 \frac{kJ}{kg}}{(318,7466K - 317,3058K)} \right]$$

$$Nu_D = 550.1979$$

➤ Menghitung koefisien konveksi pada zona *condensing*

Dari harga *Nusselt Number* maka dapat dihitung koefisien konveksi pada sisi *shell* untuk zona *condensing*

$$h_o = \frac{Nu_D \times k_f}{d_o}$$

$$h_o = \frac{550.1979 \times 0,636767 \frac{W}{mK}}{0,025 m}$$

$$h_o = 14013.92 \frac{W}{m^2K}$$

Dari *drawing* kondensor unit 3, diketahui bahwa jumlah baris *tube* adalah 153. Sehingga:

$$h_o N = h_o \times N_l^{-\frac{1}{6}}$$

$$h_o N = 14013.92 \frac{W}{m^2K} \times 153^{-\frac{1}{6}}$$

$$h_o N = 6059.604 \frac{W}{m^2K}$$

➤ Pengecekan asumsi *T surface*

Setelah didapatkan koefisien konveksi, maka perlu dilakukan pengecekan asumsi temperatur *surface*. Untuk mengecek asumsi *T surface*, maka digunakan persamaan berikut:

$$q'' = \frac{\Delta T}{\sum R}$$

$$\frac{T_{sat} - T_{mean}}{R_o + R_i} = \frac{T_s - T_{mean}}{R_i}$$

$$\frac{T_{sat} - T_{mean}}{\frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_i \frac{D_i}{D_o}}} = \frac{T_s - T_{mean}}{\frac{1}{h_i \frac{D_i}{D_o}}}$$

$$T_s = T_{mean} + \frac{h_o(T_{sat} - T_{mean})}{h_i \frac{D_i}{D_o} + h_o}$$

$$T_s = 310,171K + \frac{14013,92 \frac{W}{m^2K} \times (318,747K - 310,171K)}{3,728,0362 \frac{W}{m^2K} \times \frac{0,0225m}{0,025m} + 14013,92 \frac{W}{m^2K}}$$

$$T_s = 315,8649933K$$

Sehingga selisih dengan *T surface* asumsi adalah $6,73 \times 10^{-6} K$.

Dengan demikian asumsi mendekati benar dan dapat diterima.

➤ Menghitung *overall heat transfer coefficient*

$$U_{desup} = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + R''_{f,o} + \frac{r_o \ln(r_o/r_i)}{k} + \left(\frac{r_o}{r_i}\right) R''_{f,i} \frac{1}{h_i}}$$

$$U_{cond} = \frac{1}{\frac{1}{14013,92 \frac{W}{m^2K}} + 0,0001 \frac{m^2K}{W} + \frac{0,0125m \ln(0,0125m/0,01125m)}{22,83431 \frac{W}{mK}}}$$

$$\frac{1}{\left(\frac{0,0125m}{0,01125m}\right) 0,0001 \frac{m^2K}{W} + \frac{1}{3,728,0362 \frac{W}{m^2K}}}$$

$$U_{cond} = 1.566,938078 \frac{W}{m^2K}$$

➤ Menghitung luasan perpindahan panas zona *condensing*

Luasan pada zona *condensing* adalah daerah terbesar, sehingga diasumsikan sebesar 98,6% dari luasan selimut *tube*. Sehingga didapatkan:

$$A_{cond} = \frac{0,8}{100} \times \pi \times d_o \times l \times N_t$$

$$A_{cond} = \frac{98,6}{100} \times \pi \times 0,025 \text{ m} \times 8,909 \text{ m} \times 7264$$

$$A_{cond} = 5011,544498 \text{ m}^2$$

➤ Laju perpindahan panas zona *condensing*

$$q_{cond} = U_{cond} A_{cond} \Delta T_{LM,cond}$$

$$q_{cond} = 1.566,938078 \frac{W}{m^2K} \times 5011,544498 \text{ m}^2 \times 7,927 \text{ K}$$

$$q_{cond} = 62.246.513,78 \text{ Watt}$$

➤ **Perpindahan Panas Zona *Subcooling***

Dengan menggunakan cara yang sama dengan perhitungan pada zona *desuperheating*, maka didapatkan hasil sebagai berikut:

$$U_{subcool} = 129.0641761 \frac{W}{m^2K}$$

$$A_{subcool} = 30,49621398 \text{ m}^2$$

$$q_{subcool} = 48.500,39653 \text{ Watt}$$

4.3. Analisis Pressure Drop

4.3.1. Pressure Drop Pada Sisi Tube

Untuk menghitung *pressure drop* pada sisi *tube* dapat digunakan korelasi berikut:

$$\Delta p_t = \left(4f \frac{LN_L}{D_i} + 4N_p \right) \rho \frac{\vec{V}^2}{2}$$

Sebelum menghitung *pressure drop*, perlu diketahui kecepatan fluida di dalam *tube*:

$$\vec{V} = \frac{\dot{m}}{\rho A}$$

$$\vec{V} = \frac{2091.195 \frac{kg}{s}}{993.04866 \frac{kg}{m^3} \pi \frac{1}{4} \times 0.025^2}$$

$$\vec{V} = 0.7291103 \frac{m}{s}$$

Dengan diketahui kecepatan fluida di dalam *tube*, maka dapat dihitung *Reynold Number*:

$$Re = \frac{\rho \vec{V} d_o}{\mu}$$

$$Re = \frac{993.04866 \frac{kg}{m^3} \times 0.7291103 \frac{m}{s} \times 0.0225m}{0.0006928 \frac{Ns}{m^2}}$$

$$Re = 23514.264$$

Setelah diketahui *Reynold Number* maka dapat dihitung *friction factor*:

$$f = 0.079 Re^{-0.25}$$

$$f = 0.079 \times 23514.264^{-0.25}$$

$$f = 0.00637$$

Setelah diketahui *friction factor* maka dapat dihitung *pressure drop* pada sisi *tube*:

$$\Delta p_t = \left(4f \frac{LN_L}{D_i} + 4N_p \right) \rho \frac{\vec{V}^2}{2}$$

$$\Delta p_t = \left(4 \times 0.00637 \times \frac{8.909 \text{ m} \times 153}{0.025 \text{ m}} + 4 \times 2 \right) \times 993.04866 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \frac{\left(0.729110 \frac{\text{m}}{\text{s}} \right)^2}{2}$$

$$\Delta p_t = 7445.6 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_t = 0.074456 \text{ bar}$$

4.3.2. Pressure Drop Pada Sisi Shell

Untuk menghitung *pressure drop* pada sisi *shell* digunakan metode Zukauskas sebagai berikut:

$$\Delta p = N_L \chi \left(\frac{\rho V_{max}^2}{2} \right) f$$

Untuk mencari *properties*, digunakan temperatur *mean* sebagai berikut:

$$T_{mean} = \frac{(T_{hi} + T_{ho})}{2}$$

$$T_{mean} = \frac{(318.848 \text{ K} + 318.336 \text{ K})}{2}$$

$$T_{mean} = 318.592 \text{ K}$$

Sehingga didapatkan *properties* pada T_{mean} berikut ini:

$$\rho = 0.06639 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\mu = 9.833 \times 10^{-6} \frac{\text{Ns}}{\text{m}^2}$$

$$\vec{V} = \frac{28.8638 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{0.06639 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 61.4721 \text{ m}^2}$$

$$\vec{V} = 7.0725 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Sehingga kecepatan maksimumnya adalah:

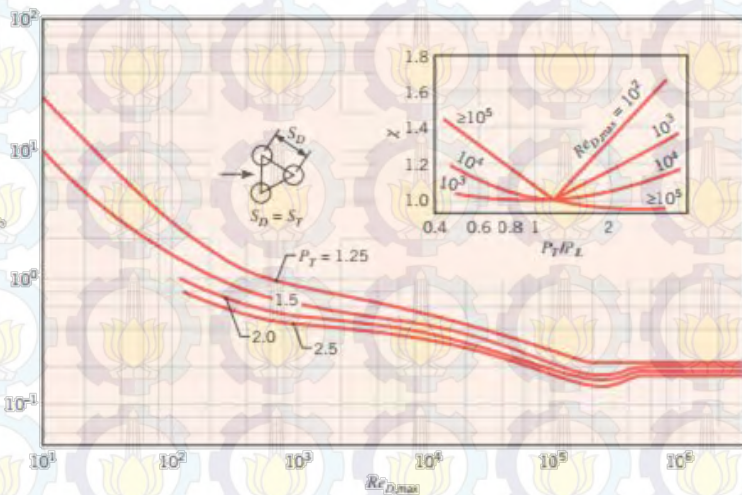
$$\vec{V}_{max} = \frac{54,98 \text{ mm}}{(54,98 - 25)\text{mm}} \times 7.0725 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\vec{V}_{max} = 12.9701 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Untuk mengetahui faktor koreksi dan *friction factor*, maka perlu dihitung PT dan PL sebagai berikut:

$$PT = \frac{ST}{d_o} = \frac{0.05498 \text{ m}}{0.025 \text{ m}} = 2.1992$$

$$PL = \frac{SL}{d_o} = \frac{0.015875 \text{ m}}{0.025 \text{ m}} = 0.635$$



Gambar 4.4. *Friction factor* dan *correction factor* untuk susunan *tube staggered*

Berdasarkan grafik diatas, maka didapatkan:

$$f = 0.8 \text{ dan } \chi = 1.4$$

Sehingga:

$$\Delta p = N_L \chi \left(\frac{\rho V_{max}^2}{2} \right) f$$

$$\Delta p = 153 \times 1.4 \left(\frac{0.06639 \frac{kg}{m^3} \times (12.97 \frac{m}{s})^2}{2} \right) 0.8$$

$$\Delta p = 9566.9181 \text{ Pascal}$$

$$\Delta p = 0.0095669181 \text{ bar}$$

4.4. Perhitungan *effectiveness* dengan metode NTU

➤ *Effectiveness* pada zona *desuperheating*

- Kapasitas panas pada sisi *shell*

$$C_h = \dot{m}_h c_{ps}$$

$$C_h = 28.863 \frac{kg}{s} \times 1.8934 \frac{kJ}{kgK}$$

$$C_h = 54.65077119 \frac{kJ}{sK}$$

- Kapasitas panas pada sisi *tube*

$$C_c = \dot{m}_c c_{pc}$$

$$C_c = 2091.195 \frac{kg}{s} \times 4.178 \frac{kJ}{kgK}$$

$$C_c = 8737.012579 \frac{kJ}{sK}$$

- Menghitung C_r

Setelah diketahui C_c dan C_h , maka dapat ditentukan *ratio* antara keduanya:

$$C_r = \frac{C_h}{C_c}$$

$$C_r = \frac{54.65077119 \frac{kJ}{sK}}{8737.012579 \frac{kJ}{sK}}$$

$$C_r = 0.006255087$$

- Menghitung *Number of transfer unit*

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}}$$

$$NTU = \frac{31.85561204 \frac{W}{m^2K} \times 40.66161864 m^2}{54.65077119 \frac{kJ}{sK}}$$

$$NTU = 0.023701418$$

- Menghitung *effectiveness*

$$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + C_r + (1 + C_r^2)^{1/2} \frac{1 + \exp \left[-NTU(1 + C_r^2)^{1/2} \right]^{-1}}{1 - \exp \left[-NTU(1 + C_r^2)^{1/2} \right]} \right\}^{-1}$$

$$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + 0.006255087 + (1 + 0.006255087^2)^{1/2} \right\}^{-1}$$

$$\times \left\{ \frac{1 + \exp \left[-0.023701418(1 + 0.006255087^2)^{1/2} \right]^{-1}}{1 - \exp \left[-0.023701418(1 + 0.006255087^2)^{1/2} \right]} \right\}^{-1}$$

$$\varepsilon = 0,011803343$$

➤ **Effectiveness pada zona condensing**

- Kapasitas panas pada sisi *shell*

$$C_h = \dot{m}_h c_{pg}$$

$$C_h = 28.863 \frac{kg}{s} \times 1.89337 \frac{kJ}{kgK}$$

$$C_h = 54.64990527 \frac{kJ}{sK}$$

- Kapasitas panas pada sisi *tube*:

$$C_c = \dot{m}_c c_{pc}$$

$$C_c = 2091.195 \frac{kg}{s} \times 4.178 \frac{kJ}{kgK}$$

$$C_c = 8737.012579 \frac{kJ}{sK}$$

- Menghitung C_r

Setelah diketahui C_c dan C_h , maka dapat ditentukan *ratio* antara keduanya:

$$C_r = \frac{C_h}{C_c}$$

$$C_r = \frac{54.6499052 \frac{kJ}{sK}}{8737.012579 \frac{kJ}{sK}}$$

$$C_r = 0.006254988$$

- Menghitung *Number of transfer unit*

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}}$$

$$NTU = \frac{1.566,938078 \frac{W}{m^2K} \times 5.011,544498 m^2}{54.64990527 \frac{kJ}{sK}}$$

$$NTU = 143,6924706$$

- Menghitung *effectiveness*

$$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + C_r + (1 + C_r^2)^{1/2} \frac{1 + \exp \left[-NTU(1 + C_r^2)^{1/2} \right]}{1 - \exp \left[-NTU(1 + C_r^2)^{1/2} \right]} \right\}^{-1}$$

$$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + 0.0062545 + (1 + 0.0062545)^{1/2} \right\}^{-1}$$

$$\times \left\{ \frac{1 + \exp \left[-143,6924706(1 + 0.0062545^2)^{1/2} \right]}{1 - \exp \left[-143,6924706(1 + 0.0062545)^{1/2} \right]} \right\}^{-1}$$

$$\varepsilon = 0,996872537$$

➤ **Effectiveness pada zona subcooling**

- Kapasitas panas pada sisi *shell*

$$C_h = \dot{m}_h c_{pf}$$

$$C_h = 28.863 \frac{kg}{s} \times 4.1797 \frac{kJ}{kgK}$$

$$C_h = 120.6421402 \frac{kJ}{sK}$$

- Kapasitas panas pada sisi *tube*

$$C_c = \dot{m}_c c_{pc}$$

$$C_c = 2091.195 \frac{kg}{s} \times 4.178 \frac{kJ}{kgK}$$

$$C_c = 8737.012579 \frac{kJ}{sK}$$

- Menghitung C_r

Setelah diketahui C_c dan C_h , maka dapat ditentukan *ratio* antara keduanya:

$$C_r = \frac{C_h}{C_c}$$

$$C_r = \frac{120.6421402 \frac{kJ}{sK}}{8737.012579 \frac{kJ}{sK}}$$

$$C_r = 0.013808168$$

- Menghitung *Number of Transfer Unit*

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}}$$

$$NTU = \frac{129,0641761 \frac{W}{m^2K} \times 30,49621398 m^2}{120.6421402 \frac{kJ}{sK}}$$

$$NTU = 0,032625157$$

- Menghitung *Effectiveness*

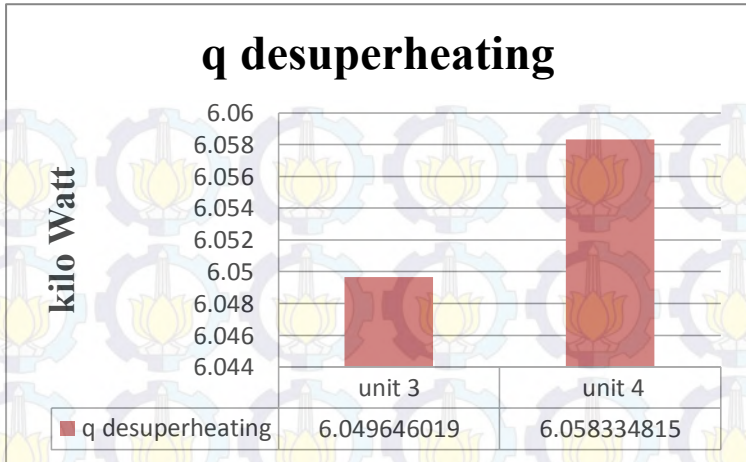
$$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + C_r + (1 + C_r^2)^{1/2} \frac{1 + \exp \left[-NTU(1 + C_r^2)^{1/2} \right]}{1 - \exp \left[-NTU(1 + C_r^2)^{1/2} \right]} \right\}^{-1}$$

$$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + 0.013808168 + (1 + 0.013808168)^{1/2} \right\}^{-1}$$

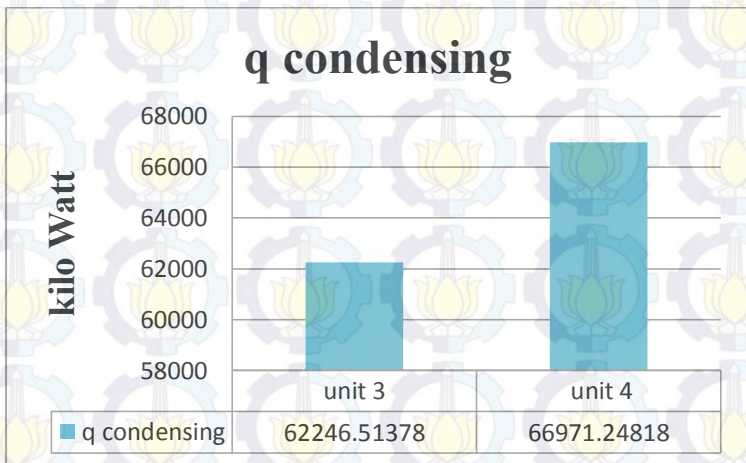
$$\times \left\{ \frac{1 + \exp \left[-0.033242247(1 + 0.013808168^2)^{1/2} \right]}{1 - \exp \left[-0.033242247(1 + 0.013808168)^{1/2} \right]} \right\}^{-1}$$

$$\varepsilon = 0.016151203$$

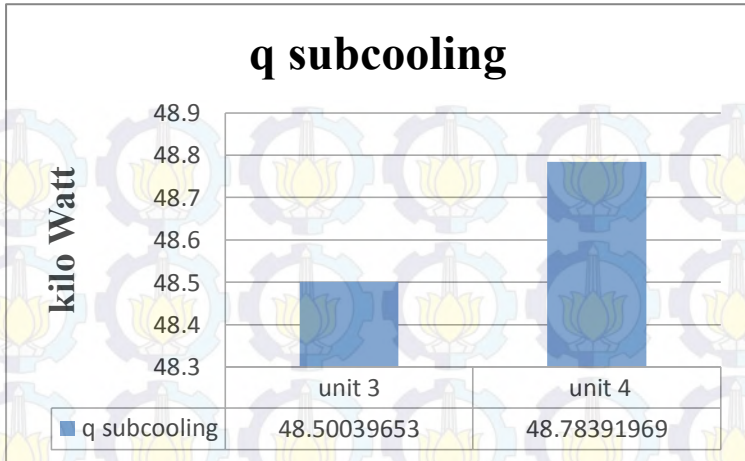
Dengan menyamakan semua *properties* yang digunakan pada perhitungan unit 3, maka digunakan kembali untuk perhitungan unit 4 untuk membandingkan efek material *tube* kondensor terhadap laju perpindahan panas. Maka didapatkan laju perpindahan panas sebagai berikut:



Gambar 4.5. Grafik laju perpindahan panas zona *desuperheating* kondensor unit 3 dan 4



Gambar 4.6. Grafik laju perpindahan panas zona *condensing* kondensor unit 3 dan 4



Gambar 4.7. Grafik laju perpindahan panas zona *subcooling* kondensor unit 3 dan 4

Sedangkan untuk hasil perhitungan *effectiveness* dengan metode NTU didapatkan hasil sebagai berikut:

Tabel 4.8. *Effectiveness* tiap zona kondensor unit 3 dan 4

Zona	ϵ Unit 3 (%)	ϵ Unit 4 (%)
Zona <i>desuperheating</i>	0,011803343	0,011820308
Zona <i>condensing</i>	0,996872537	0,996872537
Zona <i>subcooling</i>	0,016151203	0,01624588

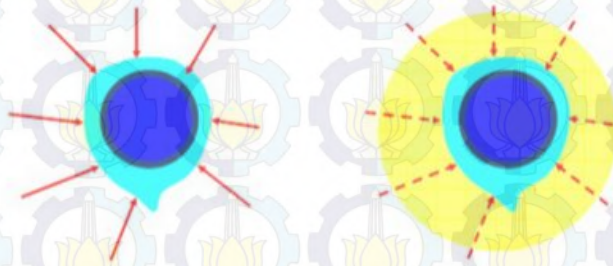
4.5. Maintenance

Maintenance atau perawatan adalah upaya yang dilakukan untuk menjaga fungsi dari suatu *asset* atau *property* agar sesuai dengan tujuan awal spesifikasinya.

Beberapa masalah dalam pemeliharaan kondensor adalah sebagai berikut:

4.5.1. Air leakage

Air leakage merupakan gas dari luar sistem yang memasuki kondensor. Hal ini karena kondensor didesain vacuum sehingga memungkinkan udara luar masuk ke dalam kondensor. Udara ini akan menyebabkan timbulnya *non condensable gasses* atau gas yang tidak dapat terkondensasi. Gas yang terdapat didalam kondensor ini akan menyebabkan kenaikan *pressure* kondensor sehingga *ddaya* dan efisiensi turbin akan turun. *Non condensable gasses* ini akan menyelimuti permukaan luar *tube* sehingga proses perpindahan panas akan terganggu.



Gambar. 4.8 Perbandingan perpindahan panas pada tube yang terdapat dan tidak terdapat *non condensable gasses*

Untuk mengatasi hal ini maka diperlukan alat bantu berupa *steam jet air ejector* (SJAE). SJAE ini menggunakan steam bertekanan tinggi untuk mengeluarkan gas-gas yang tidak dapat terkondensasi tersebut dari kondensor.

4.5.2. Fouling

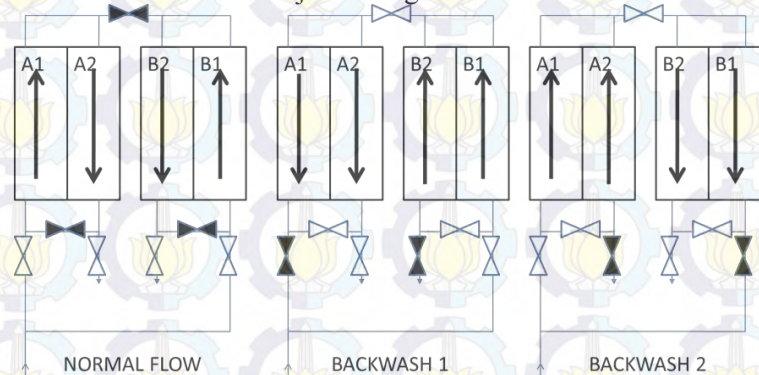
Tube fouling adalah pengotoran atau timbulnya endapan pada *tube* kondensor. Endapan pada *tube* ini sangat mungkin

terjadi karena *cooling water* pada kondensor berasal dari air laut sehingga akan banyak biota laut ataupun kotoran yang terbawa aliran. *Fouling* ini dapat dikategorikan menjadi beberapa tipe. *Fouling* dapat berupa mikrobiologi dan kotoran yang menyumbat *tube* kondensor. Pengotoran pada *tube* dapat dideteksi dari pengawasan *back pressure*, *pressure drop* sisi *tube* dan *terminal temperature difference (TTD)* antara *turbine exhaust* dan *sea water outlet*. Saat terjadi pengotoran, performa kondensor akan menurun. Laju perpindahan panas akan berkurang sehingga proses kondensasi steam menjadi air kondensat akan menurun.

Untuk mengatasi *fouling* dilakukan beberapa upaya sebagai berikut:

a. *Backwash*

Backwash merupakan pembalikan arah aliran *cooling water* pada *tube* agar kotoran yang terdapat didalam *tube* dapat terbawa oleh aliran air. *Backwash* dimaksudkan agar aliran air pendingin lebih lancar sehingga perpindahan panas antara *steam* dan air laut berjalan dengan baik.

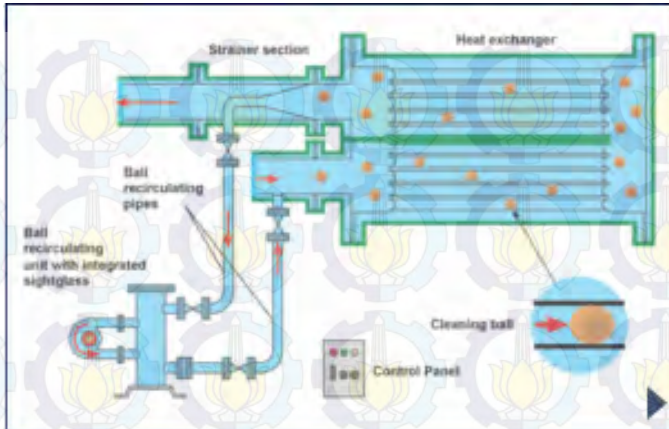


Gambar 4.9 Flow diagram *backwash*

b. *Ball cleaning*

Ball cleaning merupakan upaya pembersihan *tube* dengan bola-bola karet dengan diameter 26 mm. bola-bola ini disirkulasikan dengan cara dimasukkan kedalam *water box inlet* kondensor dan keluar melalui *waterbox outlet* kondensor.

Bola bola tersebut kemudian ditangkap oleh *catcher* dan diarahkan ke *ball collector*.



Gambar 4.10 Sistem *Ball cleaning*

c. Sistem injeksi klorin (*chloropac*)

Biota laut yang berasal dari laut sangat memungkinkan untuk terbawa aliran air pendingin. Oleh karena itu terdapat mekanisme injeksi klorin pada sisi *intake screen* untuk memabukkan biota laut agar tidak tumbuh dan berkembang didalam sistem air pendingin.



Gambar 4.11. Sistem Klorin di PJB UP Gresik

4.5.3. *Scale*

Scale adalah lapisan padat dari material anorganik yang terbentuk karena pengendapan. Beberapa *scale* yang sering terjadi berupa *calcium carbonat*, *calcium phosphate*, *magnesium silicate* dan *silica*. *Scale* dapat dikendalikan dengan beberapa cara berikut ini:

1. Membatasi konsentrasi dari mineral-mineral pembentuk *scale*.
2. Menambahkan asam untuk menjaga agar mineral pembentuk *scale* tetap larut (contoh : *calcium carbonate*).
3. Menambahkan bahan kimia *anti scale*.

4.5.4. *Korosi*

Korosi adalah proses elektrokimia dimana logam kembali ke bentuk alaminya sebagai oksida. Beberapa tipe korosi yang sering terjadi antara lain *general attack*, *pitting*, dan *galvanic attack*. Kerugian yang ditimbulkan oleh korosi pada sistem air pendingin adalah penyumbatan dan kerusakan pada sistem perpipaan. Kontaminasi produk yang diinginkan karena adanya kebocoran-kebocoran, dan menurunnya efisiensi perpindahan panas.

General attack terjadi apabila korosi yang muncul terdistribusi merata dan sama di semua permukaan logam. Sedangkan *pitting* terjadi ketika hanya sebagian kecil dari logam yang mengalami korosi. Walaupun begitu, *pitting* sangat berbahaya karena hanya terpusat di sebagian area saja. *Galvanic attack* terjadi ketika dua logam yang berbeda berkontak. Logam yang lebih aktif akan terkorosi secara cepat.

Metode yang digunakan untuk mencegah/meminimalisir korosi antara lain :

1. Memilih material anti korosi saat mendesain proses.
2. Menggunakan *protective coatings* seperti cat, *metal plating*, tar, atau plastik.
3. Melindungi dari substansi yang bersifat katodik, menggunakan anoda dan atau yang lain.
4. Menambahkan *corrosion inhibitor* (*anodic* : *molybdate*, *orthophosphate*, *nitrate*, *silicate* – *cathodic* : *PSO*,

bicarbonate, polyphosphate, zinc – general : soluble oils, triazoles copper).

4.5.5. Kebocoran

Kebocoran pada *tube* merupakan akibat lanjut dari korosi dan *fouling*. Korosi dapat menyebabkan penipisan lapisan *tube* sehingga dapat mengakibatkan kebocoran. Sedangkan *fouling* dari biota laut yang memiliki tekstur badan yang keras seperti tiram dan kerang dapat menggores permukaan *tube* sehingga berpotensi menyebabkan kebocoran.

Unit 3 mengalami penggantian total *tube* pada tahun 1999 dari aluminium brass menjadi Titanium. titanium mempunyai beberapa kelebihan dibanding material lain yaitu ringan, sangat kuat, nonmagnetik, tahan korosi, dan dapat digunakan pada temperatur tinggi (sampai 750°C). Adapun kekurangannya adalah mahalnnya harga titanium bila dibandingkan dengan baja dan aluminium.

Berdasarkan Hasil test *Eddy Current*, didapatkan hasil bahwa unit 3A memiliki jumlah *plug* sebanyak 10 buah sedangkan unit 3B terdapat 3 buah *plug*. Untuk unit 4 tercatat 3 *plug* pada unit 4A dan 17 *plug* pada unit 4B.

Dari data work order tidak ditemukan adanya caatan kebocoran pada unit 3 sehingga *plug* diindikasi disebabkan karena terdapat *fouling* yang tidak dapat di backwash sehingga dilakukan *plug* agar tidak menimbulkan potensi kebocoran. Sedangkan untuk work order unit 4 dapat dilihat pada tabel dibawah ini:

Tabel 4.9. *Work Order* kondensor unit 4

No	<i>Work Order</i>	<i>Work order description</i>	<i>Maintenance type</i>
1	00228996	Condenser 4A #4 bocor	<i>Emergency maintenance</i>
2	00237646	Condenser #4 bocor	<i>Emergency maintenance</i>
3	00104437	<i>Tube</i> condenser sisi B #4 bocor	<i>Corrective maintenance</i>

4	00104657	Condenser #4B bocor	<i>Emergency maintenance</i>
5	00105435	Condenser #4B bocor	<i>Corrective maintenance</i>
6	00106563	Condenser <i>tube</i> 4B ada tanda-tanda bocor	<i>Corrective maintenance</i>
7	00108431	Condenser #4B bocor	<i>Emergency maintenance</i>
8	00109175	Condenser #4B tanda-tanda bocor	<i>Emergency maintenance</i>
9	00109363	Condenser #4B bocor	<i>Emergency maintenance</i>
10	00115045	Condenser #4A tanda-tanda bocor	<i>Corrective maintenance</i>
11	00123155	Condenser #4A bocor	<i>Corrective maintenance</i>
12	00138749	Condenser sisi #4A bocor	<i>Corrective maintenance</i>
13	00201686	Condenser #4B bocor	<i>Corrective maintenance</i>
14	00200215	<i>Tube</i> condenser 4A #4 bocor	<i>Corrective maintenance</i>
15	00228996	Condenser 4A #4 bocor	<i>Emergency maintenance</i>

Dari catatan *work order* dari kurun waktu 2000 sampai dengan 2015 hanya unit 4 yang mengalami kebocoran *tube*. Sedangkan unit 3 tidak mengalami kebocoran sama sekali. Tercatat lima belas kali kasus kebocoran pada unit 4 dengan jumlah *tube* yang tidak disebutkan.

Berikut adalah langkah yang ditempuh apabila *tube* kondensor mengalami kebocoran:

1. Melakukan drain *waterbox* kondensor (koordinasi dengan operator)
2. Melepas baut manhole *inlet*, *outlet* dan *waterbox* kondensor

3. Membuka semua *manhole*
4. Mengecek dan memastikan kondisi udara dan temperatur didalam kondensor aman
5. Memasang *lighting* di *inlet*, *outlet* dan *waterbox* kondensor
6. Memasang tangga di sisi *waterbox* kondensor
7. Memasukkan selang hydrant kedalam *inlet*, *outlet* dan *waterbox* kondensor serta membuat sedikit aliran
8. Membersihkan sampah-sampah yang ada di permukaan *tube* kondensor
9. Membasahi dinding *tube* kondensor di semua sisi
10. Menempelkan kertas koran pada dinding *tube* sampai semua lubang *tube* tertutupi
11. Membasahi kertas koran
12. Mengamati kertas koran yang telah basah
13. Apabila ada koran yang pecah atau sobek, hal tersebut mengindikasikan kebocoran
14. *Tube* yang bocor kemudian di-*plug* dengan *rubber plug* di kedua sisi *tube*
15. Palu sampai *plug* benar benar rapat menutupi *plug*
16. Menggergaji sisa *plug* yang muncul sampai rata dengan permukaan bibir *tube* kondensor
17. Melakukan langkah yang sama apabila ada indikasi kebocoran lain
18. Setelah selesai mengamati kertas koran, maka kertas koran dilepas dan dibersihkan
19. Mengeluarkan semua peralatan dan membersihkan area *inlet*, *outlet* dan *waterbox* kondensor
20. Menghitung total *tube* yang di *plug*
21. Menutup *manhole inlet*, *outlet* dan *waterbox* kondensor
22. Memasang baut *manhole*
23. *Maintenance* telah selesai dan siap *inservice*
24. Koordinasi dengan operator untuk pengoperasian kondensor kembali.



(halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB V PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Dari hasil dan analisis yang telah dilakukan, dapat disimpulkan bahwa :

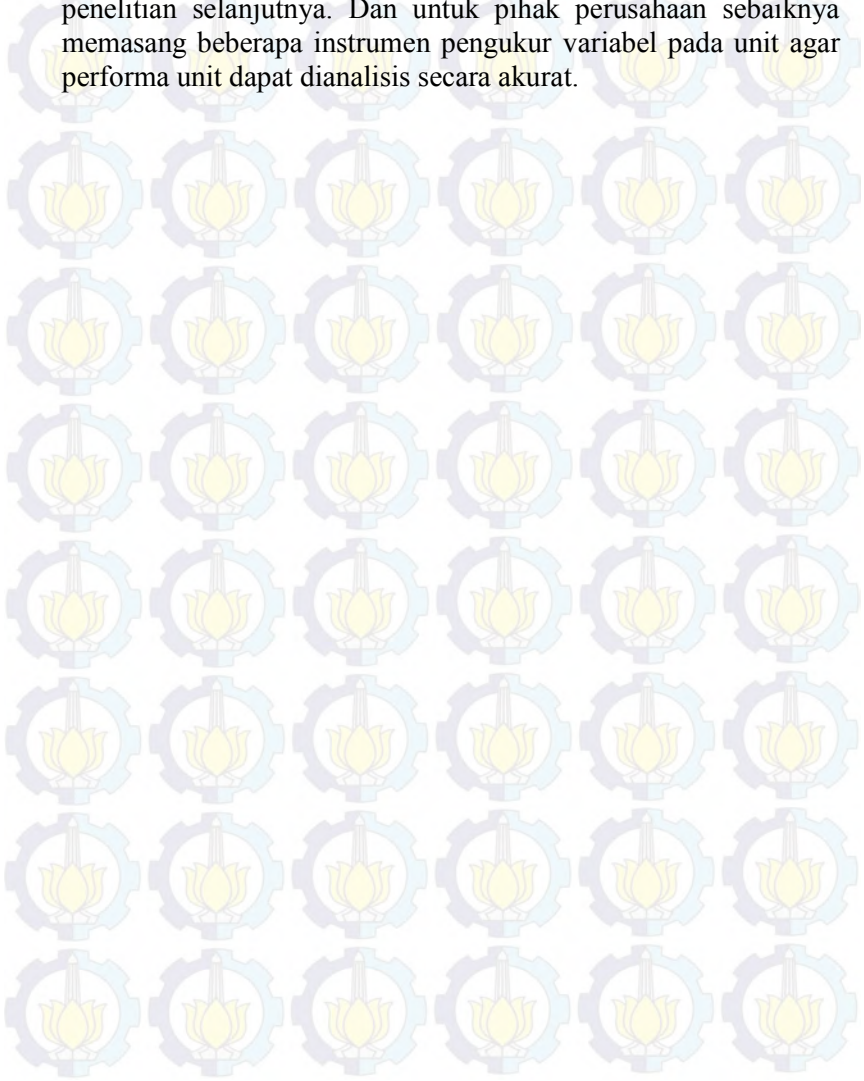
1. Laju perpindahan panas untuk kondensor unit 3 pada zona *desuperheating*, *condensing* dan *subcooling* berturut turut adalah 0,006049646 MW; 62,24651378 MW; 0,048500397 MW
2. Laju perpindahan panas untuk kondensor unit 4 pada zona *desuperheating*, *condensing* dan *subcooling* berturut turut adalah 0,006058335 MW, 66,97124818MW, 0,04878392 MW
3. Laju perpindahan panas kondensor unit 4 lebih besar daripada laju perpindahan panas kondensor unit 3.
4. *Effectiveness* kondensor unit 3 pada zona *desuperheating*, *condensing* dan *subcooling* berturut turut adalah 0,032006429%; 0,996872537%; 0,016151203%
5. *Effectiveness* kondensor unit 4 pada zona *desuperheating*, *condensing* dan *subcooling* berturut turut adalah 0,032191027%; 0,996872537%; 0,01624588 %
6. *Effectiveness* kondensor unit 4 lebih besar daripada *effectiveness* kondensor unit 3
7. Semakin besar konduktivitas termal material *tube* kondensor, maka semakin besar laju perpindahan panas
8. Besar *effectiveness* berbanding lurus dengan laju perpindahan panas
9. Unit 3 dengan material *tube* yang berupa titanium belum pernah mengalami kebocoran sejak *retubing* total.
10. Unit 4 lebih dengan material *tube* berupa *aluminium brass* lebih rentan mengalami kebooran

5.2 Saran

Dalam perhitungan laju perpindahan panas dan *effectiveness* pada tugas akhir ini belum sepenuhnya sempurna. Hal ini dikarenakan banyak parameter yang tidak diketahui seperti luasan tiap zona perpindahan panas dan debit air pendingin. Sehingga,

dalam perhitungan dilakukan beberapa asumsi untuk menentukan nilai variabel.

Semoga tugas akhir ini dapat dijadikan referensi untuk penelitian selanjutnya. Dan untuk pihak perusahaan sebaiknya memasang beberapa instrumen pengukur variabel pada unit agar performa unit dapat dianalisis secara akurat.



Lampiran 1

Unit Conversions G.1

The data needed to solve problems are not always available in consistent units. Thus it often is necessary to convert from one system of units to another.

In principle, all derived units can be expressed in terms of basic units. Then, only conversion factors for basic units would be required.

In practice, many engineering quantities are expressed in terms of defined units, for example, the horsepower, British thermal unit (Btu), quart, or nautical mile. Definitions for such quantities are necessary, and additional conversion factors are useful in calculations.

Basic SI units and necessary conversion factors, plus a few definitions and convenient conversion factors are given in Table G.2.

Table G.2

Conversion Factors and Definitions

Fundamental Dimension	English Unit	Exact SI Value	Approximate SI Value
Length	1 in.	0.0254 m	—
Mass	1 lbm	0.453 592 37 kg	0.454 kg
Temperature	1°F	5/9 K	—

Definitions
Acceleration of gravity: $g = 9.8066 \text{ m/s}^2 (= 32.174 \text{ ft/s}^2)$
Energy: Btu (British thermal unit) \equiv amount of energy required to raise the temperature of 1 lbm of water 1°F (1 Btu = 778.2 ft·lbf) kilocalorie \equiv amount of energy required to raise the temperature of 1 kg of water 1 K (1 kcal = 4187 J)
Length: 1 mile = 5280 ft; 1 nautical mile = 6076.1 ft = 1852 m (exact)
Power: 1 horsepower \equiv 550 ft·lbf/s
Pressure: 1 bar \equiv 10^5 Pa
Temperature: degree Fahrenheit, $T_F = \frac{9}{5}T_C + 32$ (where T_C is degrees Celsius) degree Rankine, $T_R = T_F + 459.67$ Kelvin, $T_K = T_C + 273.15$ (exact)
Viscosity: 1 Poise \equiv 0.1 kg/(m·s) 1 Stoke \equiv 0.0001 m ² /s
Volume: 1 gal \equiv 231 in. ³ (1 ft ³ = 7.48 gal)

Useful Conversion Factors	
Length: 1 ft = 0.3048 m 1 in. = 25.4 mm	Power: 1 hp = 745.7 W 1 ft·lbf/s = 1.356 W
Mass: 1 lbm = 0.4536 kg 1 slug = 14.59 kg	Area: 1 Btu/hr = 0.2931 W 1 ft ² = 0.0929 m ²
Force: 1 lbf = 4.448 N 1 kgf = 9.807 N	Volume: 1 acre = 4047 m ² 1 ft ³ = 0.02832 m ³
Velocity: 1 ft/s = 0.3048 m/s 1 ft/s = 15/22 mph 1 mph = 0.447 m/s	Volume flow rate: 1 gal (US) = 0.003785 m ³ 1 gal (US) = 3.785 L 1 ft ³ /s = 0.02832 m ³ /s
Pressure: 1 psi = 6.895 kPa 1 lbf/ft ² = 47.88 Pa 1 atm = 101.3 kPa 1 atm = 14.7 psi 1 in. Hg = 3.386 kPa 1 mm Hg = 133.3 Pa	Viscosity (dynamic): 1 gpm = 6.309 × 10 ⁻⁵ m ³ /s 1 lbf·s/ft ² = 47.88 N·s/m ² 1 g/(cm·s) = 0.1 N·s/m ²
Energy: 1 Btu = 1.055 kJ 1 ft·lbf = 1.356 J 1 cal = 4.187 J	Viscosity (kinematic): 1 ft ² /s = 0.0929 m ² /s 1 Stoke = 0.0001 m ² /s

TABLE A.6 Thermophysical Properties of Saturated Water^a

Temperature, T (K)	Pressure, p (bars)	Specific Volume, v_f (m ³ /kg)	Heat of Vaporization, h_{fg} (kJ/kg)	Specific Heat, $c_{p,c}$ (kJ/kg·K)	Viscosity, μ_s (N·s/m ²)	Thermal Conductivity, k_f (W/m·K)	Prandtl Number, Pr_f	Surface Tension, σ_f (N/m)	Expansion Coeff. β_f (K ⁻¹)	Temperature, T (K)				
273.15	0.00611	1.000	206.3	4.217	1.854	1760	8.02	569	18.2	12.99	0.815	75.5	-68.05	273.15
275	0.00697	1.000	181.7	2.497	1.855	1652	8.09	574	18.3	12.22	0.817	75.3	-32.74	275
280	0.00990	1.000	130.4	2.485	1.858	1422	8.29	582	18.6	10.26	0.825	74.8	46.04	280
285	0.01387	1.000	99.4	2.473	1.861	1225	8.49	590	18.9	8.81	0.833	74.3	114.1	285
290	0.01917	1.001	69.7	2.461	1.864	1080	8.69	598	19.3	7.56	0.841	73.7	174.0	290
295	0.02617	1.002	51.94	2.449	1.868	959	8.89	606	19.5	6.62	0.849	72.7	227.5	295
300	0.03531	1.003	39.13	2.438	1.879	1.872	855	613	19.6	5.83	0.857	71.7	276.1	300
305	0.04712	1.005	29.74	2.426	1.878	1.877	769	9.29	620	5.20	0.865	70.9	320.6	305
310	0.06221	1.007	22.93	2.414	1.882	1.882	695	9.49	628	4.62	0.873	70.0	361.9	310
315	0.08132	1.009	17.82	2.402	1.888	1.888	631	9.69	634	4.16	0.883	69.2	400.4	315
320	0.1053	1.011	13.98	2.390	1.895	1.895	577	9.89	640	3.77	0.894	68.3	436.7	320
325	0.1351	1.013	11.06	2.378	1.903	1.903	528	10.09	645	3.42	0.901	67.5	471.2	325
330	0.1719	1.016	8.82	2.366	1.914	1.914	489	10.29	650	3.15	0.908	66.6	504.0	330
335	0.2167	1.018	7.09	2.354	1.920	1.920	453	10.49	656	2.90	0.916	65.8	535.5	335
340	0.2713	1.021	5.74	2.342	1.930	1.930	420	10.69	660	2.66	0.925	64.9	566.0	340
345	0.3372	1.024	4.683	2.329	1.941	1.941	389	10.89	664	2.45	0.933	64.1	595.4	345
350	0.4163	1.027	3.846	2.317	1.954	1.954	365	11.09	668	2.29	0.942	63.2	624.2	350
355	0.5100	1.030	3.180	2.304	1.968	1.968	343	11.29	671	2.14	0.951	62.3	652.3	355
360	0.6209	1.034	2.645	2.291	1.983	1.983	324	11.49	674	2.02	0.960	61.4	679.9	360
365	0.7514	1.038	2.212	2.278	1.999	1.999	306	11.69	677	1.91	0.969	60.5	707.1	365
370	0.9040	1.041	1.861	2.265	2.017	2.017	289	11.89	679	1.80	0.978	59.5	728.7	370
373.15	1.0133	1.044	1.679	2.257	2.029	2.029	279	12.02	680	1.76	0.984	58.9	750.1	373.15
375	1.0815	1.045	1.574	2.252	2.220	2.036	274	12.09	681	1.70	0.987	58.6	761	375
380	1.2869	1.049	1.337	2.239	4.226	2.057	260	12.29	683	1.61	0.999	57.6	788	380
385	1.5233	1.053	1.142	2.225	4.232	2.080	248	12.49	685	1.53	1.004	56.6	814	385
390	1.794	1.058	0.980	2.212	4.239	2.104	237	12.69	686	1.47	1.013	55.6	841	390
400	2.455	1.067	0.751	2.183	4.256	2.158	217	13.05	688	1.34	1.033	53.6	896	400
410	3.302	1.077	0.553	2.153	4.278	2.221	200	13.42	688	1.24	1.054	51.5	952	410
420	4.370	1.088	0.425	2.123	4.302	2.291	185	13.79	688	1.16	1.075	49.4	1010	420
430	5.699	1.099	0.331	2.091	4.331	2.369	173	14.14	685	1.09	1.10	47.2	1070	430

TABLE A.1 Continued

Composition	Melting Point (K)	ρ (kg/m ³)	Properties at 300 K		Properties at Various Temperatures (K)											
			c_p (J/kg · K)	k (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	100	200	400	600	800	1000	1200	1500	2000	2500	
Titanium	1953	4800	522	21.9	9.32	30.5	24.5	20.4	19.4	19.7	20.7	20.7	22.0	24.5		
Tungsten	3660	19300	132	174	68.3	208	186	159	137	125	118	113	107	100	95	
Uranium	1406	19070	116	27.6	12.5	21.7	25.1	29.6	34.0	38.8	43.9	49.0	152	157	176	
Vanadium	2192	6100	489	30.7	10.3	35.8	31.3	31.3	33.3	35.7	38.2	40.8	44.6	50.9		
Zinc	693	7140	389	116	41.8	117	118	111	103	540	563	597	645	714	867	
Zirconium	2125	6570	278	22.7	12.4	33.2	25.2	21.6	20.7	21.6	23.7	26.0	28.8	33.0		

*Adapted from References 1-7.

Lampiran 4

1 SOME TYPICAL USES

Chemical

Evaporator, distillation and heat-exchange equipment, including desalination plant and sugar refineries.

Marine

Tubes, fittings and other components for seawater condensers; seawater trunking; oil tanker heating coils.

2 PHYSICAL PROPERTIES

	Metric Units	English Units
2.1 Density at 20 °C 68 °F	8.35 g/cm ³	0.300 lb/in ³
2.2 Melting range	935 – 1 010 °C	1 715 – 1 850 °F
2.3 Coefficient of thermal expansion (linear) at:		
20 to 100 °C 68 to 212 °F	0.000 018 per °C	0.000 010 per °F
20 to 200 °C 68 to 392 °F	0.000 019 " "	0.000 011 " "
20 to 300 °C 68 to 572 °F	0.000 020 " "	0.000 011 " "
2.4 Specific heat (thermal capacity) at:		
20 °C 68 °F	0.09 cal/g °C	0.09 Btu/lb °F
2.5 Thermal conductivity at:		
20 °C 68 °F	0.24 cal cm/cm ² s °C	58 Btu ft/ft ² h °F
200 °C 392 °F	0.30	73
2.6 Electrical conductivity (volume) at:		
20 °C 68 °F (annealed)	13 m/ohm mm ²	23 % IACS
200 °C 392 °F (")	10 " "	18 " "
2.7 Electrical resistivity (volume) at:		
20 °C 68 °F (annealed)	0.075 ohm mm ² /m	45 ohms (circ mil/ft)
	7.5 microhm cm	3.0 microhm in
200 °C 392 °F (")	0.096 ohm mm ² /m	58 ohms (circ mil/ft)
	9.6 microhm cm	3.8 microhm in
2.8 Temperature coefficient of electrical resistance at:		
20 °C 68 °F (annealed)	0.001 3 per °C (23 % IACS)	0.000 7 per °F (23 % IACS)
applicable over range from 0 to 100 °C 32 to 212 °F		
2.9 Modulus of elasticity (tension) at 20 °C 68 °F annealed	11 200 kg/mm ²	16 000 000 lb/in ²
2.10 Modulus of rigidity (torsion) at 20 °C 68 °F annealed	4 100 kg/mm ²	5 900 000 lb/in ²

Lampiran 5

710 Tables in SI Units

TABLE A-2 Properties of Saturated Water (Liquid-Vapor): Temperature Table

Temp. °C	Press. bar	Specific Volume m ³ /kg		Internal Energy kJ/kg		Enthalpy kJ/kg			Entropy kJ/kg · K		Temp. °C
		Sat. Liquid $v_f \times 10^3$	Sat. Vapor v_g	Sat. Liquid u_f	Sat. Vapor u_g	Sat. Liquid h_f	Evap. h_{fg}	Sat. Vapor h_g	Sat. Liquid s_f	Sat. Vapor s_g	
.01	0.00611	1.0002	206.136	0.00	2375.3	0.01	2501.3	2901.4	0.0000	9.1562	.01
4	0.00813	1.0001	157.232	16.77	2380.9	16.78	2491.9	2508.7	0.0610	9.0514	4
5	0.00872	1.0001	147.120	20.97	2382.3	20.98	2489.6	2510.6	0.0761	9.0257	5
6	0.00935	1.0001	137.734	25.19	2383.6	25.20	2487.2	2512.4	0.0912	9.0003	6
8	0.01072	1.0002	120.917	33.59	2386.4	33.60	2482.5	2516.1	0.1212	8.9501	8
10	0.01228	1.0004	106.379	42.00	2389.2	42.01	2477.7	2519.8	0.1510	8.9008	10
11	0.01312	1.0004	99.857	46.20	2390.5	46.20	2475.4	2521.6	0.1658	8.8765	11
12	0.01402	1.0005	93.784	50.41	2391.9	50.41	2473.0	2523.4	0.1806	8.8524	12
13	0.01497	1.0007	88.124	54.60	2393.3	54.60	2470.7	2525.3	0.1953	8.8285	13
14	0.01598	1.0008	82.848	58.79	2394.7	58.80	2468.3	2527.1	0.2099	8.8048	14
15	0.01705	1.0009	77.926	62.99	2396.1	62.99	2465.9	2528.9	0.2245	8.7814	15
16	0.01818	1.0011	73.333	67.18	2397.4	67.19	2463.6	2530.8	0.2390	8.7582	16
17	0.01938	1.0012	69.044	71.38	2398.8	71.38	2461.2	2532.6	0.2535	8.7351	17
18	0.02064	1.0014	65.038	75.57	2400.2	75.58	2458.8	2534.4	0.2679	8.7123	18
19	0.02198	1.0016	61.293	79.76	2401.6	79.77	2456.5	2536.2	0.2823	8.6897	19
20	0.02339	1.0018	57.791	83.95	2402.9	83.96	2454.1	2538.1	0.2966	8.6672	20
21	0.02487	1.0020	54.514	88.14	2404.3	88.14	2451.8	2539.9	0.3109	8.6450	21
22	0.02645	1.0022	51.447	92.32	2405.7	92.33	2449.4	2541.7	0.3251	8.6229	22
23	0.02810	1.0024	48.574	96.51	2407.0	96.52	2447.0	2543.5	0.3393	8.6011	23
24	0.02985	1.0027	45.883	100.70	2408.4	100.70	2444.7	2545.4	0.3534	8.5794	24
25	0.03169	1.0029	43.360	104.88	2409.8	104.89	2442.3	2547.2	0.3674	8.5580	25
26	0.03363	1.0032	40.994	109.06	2411.3	109.07	2439.9	2549.0	0.3814	8.5367	26
27	0.03567	1.0035	38.774	113.25	2412.5	113.25	2437.6	2550.8	0.3954	8.5156	27
28	0.03782	1.0037	36.690	117.42	2413.9	117.43	2435.2	2552.6	0.4093	8.4946	28
29	0.04008	1.0040	34.733	121.60	2415.2	121.61	2432.8	2554.5	0.4231	8.4739	29
30	0.04246	1.0043	32.894	125.78	2416.6	125.79	2430.5	2556.3	0.4369	8.4533	30
31	0.04496	1.0046	31.165	129.96	2418.0	129.97	2428.1	2558.1	0.4507	8.4329	31
32	0.04759	1.0050	29.540	134.14	2419.3	134.15	2425.7	2559.9	0.4644	8.4127	32
33	0.05034	1.0053	28.011	138.32	2420.7	138.33	2423.4	2561.7	0.4781	8.3927	33
34	0.05324	1.0056	26.571	142.50	2422.0	142.50	2421.0	2563.5	0.4917	8.3728	34
35	0.05628	1.0060	25.216	146.67	2423.4	146.68	2418.6	2565.3	0.5053	8.3531	35
36	0.05947	1.0063	23.940	150.85	2424.7	150.86	2416.2	2567.1	0.5188	8.3336	36
38	0.06632	1.0071	21.602	159.20	2427.4	159.21	2411.5	2570.7	0.5458	8.2950	38
40	0.07384	1.0078	19.523	167.56	2430.1	167.57	2406.7	2574.3	0.5725	8.2570	40
45	0.09593	1.0099	15.258	188.44	2436.8	188.45	2394.8	2583.2	0.6387	8.1648	45

Lampiran 6

TABLE A-2 (Continued)

Temp. °C	Press. bar	Specific Volume m ³ /kg		Internal Energy kJ/kg		Enthalpy kJ/kg		Entropy kJ/kg · K		Temp. °C	
		Sat. Liquid $v_f \times 10^3$	Sat. Vapor v_g	Sat. Liquid u_f	Sat. Vapor u_g	Sat. Liquid h_f	Evap. h_{fg}	Sat. Vapor h_g	Sat. Liquid s_f		Sat. Vapor s_g
50	.1235	1.0121	12.032	209.32	2443.5	209.33	2382.7	2592.1	.7038	8.0763	50
55	.1576	1.0146	9.568	230.21	2450.1	230.23	2370.7	2600.9	.7679	7.9913	55
60	.1994	1.0172	7.671	251.11	2456.6	251.13	2358.5	2609.6	.8312	7.9096	60
65	.2503	1.0199	6.197	272.02	2463.1	272.06	2346.2	2618.3	.8935	7.8310	65
70	.3119	1.0228	5.042	292.95	2469.6	292.98	2333.8	2626.8	.9549	7.7553	70
75	.3858	1.0259	4.131	313.90	2475.9	313.93	2321.4	2635.3	1.0155	7.6824	75
80	.4739	1.0291	3.407	334.86	2482.2	334.91	2308.8	2643.7	1.0753	7.6122	80
85	.5783	1.0325	2.828	355.84	2488.4	355.90	2296.0	2651.9	1.1343	7.5445	85
90	.7014	1.0360	2.361	376.85	2494.5	376.92	2283.2	2660.1	1.1925	7.4791	90
95	.8455	1.0397	1.982	397.88	2500.6	397.96	2270.2	2668.1	1.2500	7.4159	95
100	1.014	1.0435	1.673	418.94	2506.5	418.94	2257.0	2676.1	1.3069	7.3549	100
110	1.433	1.0516	1.210	461.14	2518.1	461.30	2230.2	2691.5	1.4185	7.2387	110
120	1.985	1.0603	0.8919	503.50	2529.3	503.71	2202.6	2706.3	1.5276	7.1296	120
130	2.701	1.0697	0.6685	546.02	2539.9	546.31	2174.2	2720.5	1.6344	7.0269	130
140	3.613	1.0797	0.5089	588.74	2550.0	589.13	2144.7	2733.9	1.7391	6.9299	140
150	4.758	1.0905	0.3928	631.68	2559.5	632.20	2114.3	2746.5	1.8418	6.8379	150
160	6.178	1.1020	0.3071	674.86	2568.4	675.55	2082.6	2758.1	1.9427	6.7502	160
170	7.917	1.1143	0.2428	718.33	2576.5	719.21	2049.5	2768.7	2.0419	6.6663	170
180	10.02	1.1274	0.1941	762.09	2583.7	763.22	2015.0	2778.2	2.1396	6.5857	180
190	12.54	1.1414	0.1565	806.19	2590.0	807.62	1978.8	2786.4	2.2359	6.5079	190
200	15.54	1.1565	0.1274	850.65	2595.3	852.45	1940.7	2793.2	2.3309	6.4323	200
210	19.06	1.1726	0.1044	895.53	2599.5	897.76	1900.7	2798.5	2.4248	6.3585	210
220	23.18	1.1900	0.08619	940.87	2602.4	943.62	1858.5	2802.1	2.5178	6.2861	220
230	27.95	1.2088	0.07158	986.74	2603.9	990.12	1813.8	2804.0	2.6099	6.2146	230
240	33.44	1.2291	0.05976	1033.2	2604.0	1037.3	1766.5	2803.8	2.7015	6.1437	240
250	39.73	1.2512	0.05013	1080.4	2602.4	1085.4	1716.2	2801.5	2.7927	6.0730	250
260	46.88	1.2755	0.04221	1128.4	2599.0	1134.4	1662.5	2796.6	2.8838	6.0019	260
270	54.99	1.3023	0.03564	1177.4	2593.7	1184.5	1605.2	2789.7	2.9751	5.9301	270
280	64.12	1.3321	0.03017	1227.5	2586.1	1236.0	1543.6	2779.6	3.0668	5.8571	280
290	74.36	1.3656	0.02557	1278.9	2576.0	1289.1	1477.1	2766.2	3.1594	5.7821	290
300	85.81	1.4036	0.02167	1332.0	2563.0	1344.0	1404.9	2749.0	3.2534	5.7045	300
320	112.7	1.4988	0.01549	1444.6	2525.5	1461.5	1238.6	2700.1	3.4480	5.5362	320
340	145.9	1.6379	0.01080	1570.3	2464.6	1594.2	1027.9	2622.0	3.6594	5.3357	340
360	186.5	1.8925	0.006945	1725.2	2351.5	1760.5	720.5	2481.0	3.9147	5.0526	360
374.14	220.9	3.155	0.003155	2029.6	2029.6	2099.3	0	2099.3	4.4298	4.4298	374.14

Source: Tables A-2 through A-5 are extracted from J. H. Keenan, F. G. Keyes, P. G. Hill, and J. G. Moore, *Steam Tables*, Wiley, New York, 1969.

Lampiran 7

722 Tables in SI Units

TABLE A-3 Properties of Saturated Water (Liquid-Vapor): Pressure Table

Press. bar	Temp. °C	Specific Volume m ³ /kg		Internal Energy kJ/kg		Enthalpy kJ/kg			Entropy kJ/kg · K			Press. bar
		Sat. Liquid $v_f \times 10^3$	Sat. Vapor v_g	Sat. Liquid u_f	Sat. Vapor u_g	Sat. Liquid h_f	Evap. h_{fg}	Sat. Vapor h_g	Sat. Liquid s_f	Sat. Vapor s_g		
0.04	28.96	1.0040	34.800	121.45	2415.2	121.46	2432.9	2554.4	0.4226	8.4746	0.04	
0.06	36.16	1.0064	23.739	151.53	2425.0	151.53	2415.9	2567.4	0.5210	8.3304	0.06	
0.08	41.51	1.0084	18.103	173.87	2432.2	173.88	2403.1	2577.0	0.5926	8.2287	0.08	
0.10	45.81	1.0102	14.674	191.82	2437.9	191.83	2392.8	2584.7	0.6493	8.1502	0.10	
0.20	60.06	1.0172	7.649	251.38	2456.7	251.40	2358.3	2609.7	0.8320	7.9085	0.20	
0.30	69.10	1.0223	5.229	289.20	2468.4	289.23	2336.1	2625.3	0.9439	7.7686	0.30	
0.40	75.87	1.0265	3.993	317.53	2477.0	317.58	2319.2	2636.8	1.0259	7.6700	0.40	
0.50	81.33	1.0300	3.240	340.44	2483.9	340.49	2305.4	2645.9	1.0910	7.5939	0.50	
0.60	85.94	1.0331	2.732	359.79	2489.6	359.86	2293.6	2653.5	1.1453	7.5320	0.60	
0.70	89.95	1.0360	2.365	376.63	2494.5	376.70	2283.3	2660.0	1.1919	7.4797	0.70	
0.80	93.50	1.0380	2.087	391.58	2498.8	391.58	2274.1	2665.8	1.2329	7.4346	0.80	
0.90	96.71	1.0410	1.869	405.06	2502.6	405.15	2265.7	2670.9	1.2695	7.3949	0.90	
1.00	99.63	1.0432	1.694	417.36	2506.1	417.46	2258.0	2675.5	1.3026	7.3594	1.00	
1.50	111.4	1.0528	1.159	466.94	2519.7	467.11	2226.5	2693.6	1.4336	7.2233	1.50	
2.00	120.2	1.0605	0.8857	504.49	2529.5	504.70	2201.9	2706.7	1.5301	7.1271	2.00	
2.50	127.4	1.0672	0.7187	535.10	2537.2	535.37	2181.5	2716.9	1.6072	7.0527	2.50	
3.00	133.6	1.0732	0.6058	561.15	2543.6	561.47	2163.8	2725.3	1.6718	6.9919	3.00	
3.50	138.9	1.0786	0.5243	583.95	2546.9	584.33	2148.1	2732.4	1.7275	6.9405	3.50	
4.00	143.6	1.0836	0.4625	604.31	2553.6	604.74	2133.8	2738.6	1.7766	6.8959	4.00	
4.50	147.9	1.0882	0.4140	622.25	2557.6	623.25	2120.7	2743.9	1.8207	6.8565	4.50	
5.00	151.9	1.0926	0.3749	639.68	2561.2	640.23	2108.5	2748.7	1.8607	6.8212	5.00	
6.00	158.9	1.1006	0.3157	669.90	2567.4	670.56	2086.3	2756.8	1.9312	6.7600	6.00	
7.00	165.0	1.1080	0.2729	696.44	2572.5	697.22	2066.3	2763.5	1.9922	6.7080	7.00	
8.00	170.4	1.1148	0.2404	720.22	2576.8	721.11	2048.0	2769.1	2.0462	6.6628	8.00	
9.00	175.4	1.1212	0.2150	741.83	2580.5	742.83	2031.1	2773.9	2.0946	6.6226	9.00	
10.0	179.9	1.1273	0.1944	761.68	2583.6	762.81	2015.3	2778.1	2.1387	6.5863	10.0	
15.0	198.3	1.1539	0.1318	843.16	2594.5	844.84	1947.3	2792.2	2.3150	6.4448	15.0	
20.0	212.4	1.1767	0.09963	906.44	2600.3	908.79	1890.7	2799.5	2.4474	6.3409	20.0	
25.0	224.0	1.1973	0.07998	959.11	2603.1	962.11	1841.0	2803.1	2.5547	6.2575	25.0	
30.0	233.9	1.2165	0.06668	1004.8	2604.1	1008.4	1795.7	2804.2	2.6457	6.1869	30.0	
35.0	242.6	1.2347	0.05707	1045.4	2603.7	1049.8	1753.7	2803.4	2.7253	6.1253	35.0	
40.0	250.4	1.2522	0.04978	1082.3	2602.3	1087.3	1714.1	2801.4	2.7964	6.0701	40.0	
45.0	257.5	1.2692	0.04406	1116.2	2600.1	1121.9	1676.4	2798.3	2.8610	6.0199	45.0	
50.0	264.0	1.2859	0.03944	1147.8	2597.1	1154.2	1640.1	2794.3	2.9202	5.9734	50.0	
60.0	275.6	1.3187	0.03244	1205.4	2589.7	1213.4	1571.0	2784.3	3.0267	5.8892	60.0	
70.0	285.9	1.3513	0.02737	1257.6	2580.5	1267.0	1505.1	2772.1	3.1211	5.8133	70.0	
80.0	295.1	1.3842	0.02352	1305.6	2569.8	1316.6	1441.3	2758.0	3.2068	5.7432	80.0	
90.0	303.4	1.4178	0.02048	1350.5	2557.8	1363.3	1378.9	2742.1	3.2858	5.6772	90.0	
100.	311.1	1.4524	0.01803	1393.0	2544.4	1407.6	1317.1	2724.7	3.3596	5.6141	100.	
110.	318.2	1.4886	0.01599	1433.7	2529.8	1450.1	1255.5	2705.6	3.4295	5.5527	110.	

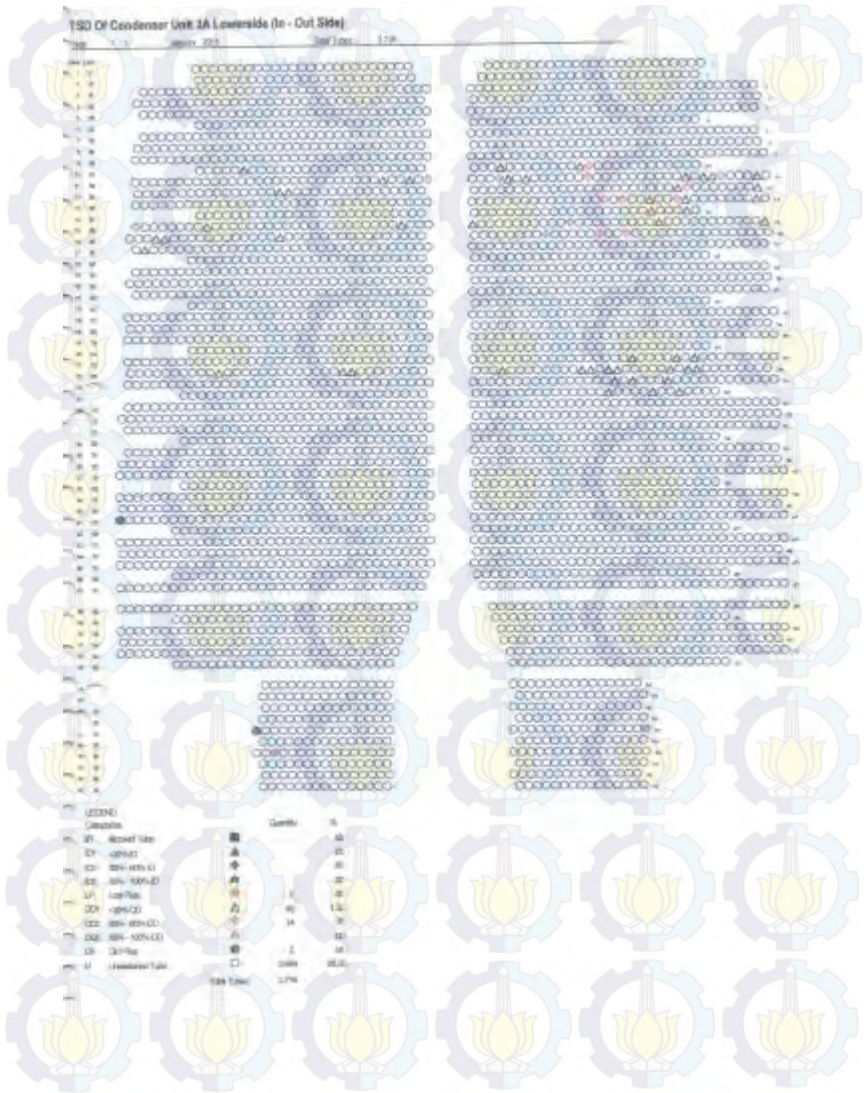
Lampiran 8

714 Tables in SI Units

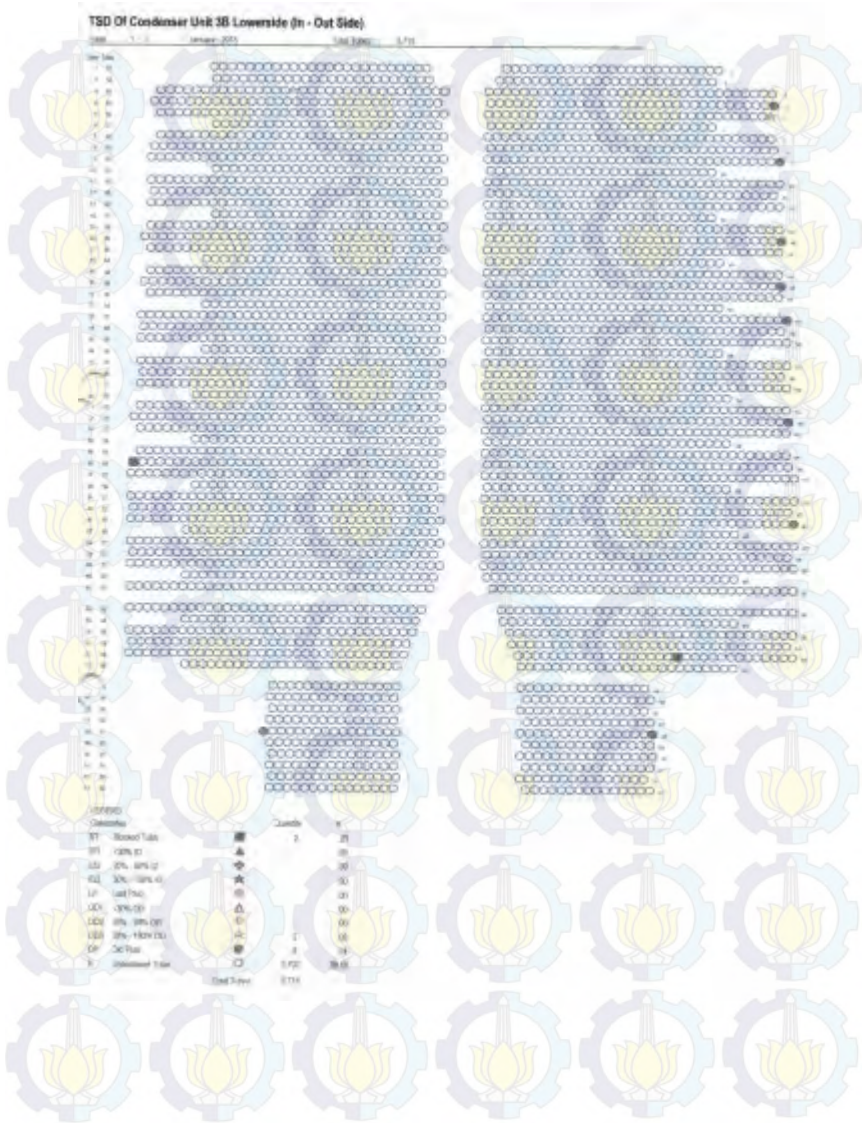
TABLE A-4 Properties of Superheated Water Vapor

T °C	v m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
$p = 0.06 \text{ bar} = 0.006 \text{ MPa}$ ($T_{\text{sat}} = 36.16^\circ\text{C}$)				$p = 0.35 \text{ bar} = 0.035 \text{ MPa}$ ($T_{\text{sat}} = 72.69^\circ\text{C}$)				
500	23.739	2425.0	2567.4	8.3304	4.526	2473.0	2631.4	7.7158
80	27.132	2487.3	2650.1	8.5804	4.625	2483.7	2645.6	7.7564
120	30.219	2544.7	2726.0	8.7840	5.163	2542.4	2723.1	7.9644
160	33.302	2602.7	2802.5	8.9693	5.696	2601.2	2800.6	8.1519
200	36.383	2661.4	2879.7	9.1398	6.228	2660.4	2878.4	8.3237
240	39.462	2721.0	2957.8	9.2982	6.758	2720.3	2956.8	8.4828
280	42.540	2781.5	3036.8	9.4464	7.287	2780.9	3036.0	8.6314
320	45.618	2843.0	3116.7	9.5859	7.815	2842.5	3116.1	8.7712
360	48.696	2905.5	3197.7	9.7180	8.344	2905.1	3197.1	8.9034
400	51.774	2969.0	3279.6	9.8435	8.872	2968.6	3279.2	9.0291
440	54.851	3033.5	3362.6	9.9633	9.400	3033.2	3362.2	9.1490
500	59.467	3132.3	3489.1	10.1336	10.192	3132.1	3488.8	9.3194
$p = 0.70 \text{ bar} = 0.07 \text{ MPa}$ ($T_{\text{sat}} = 89.95^\circ\text{C}$)				$p = 1.0 \text{ bar} = 0.10 \text{ MPa}$ ($T_{\text{sat}} = 99.63^\circ\text{C}$)				
500	2.365	2494.5	2660.0	7.4797	1.694	2506.1	2675.5	7.3594
100	2.434	2509.7	2680.0	7.5341	1.696	2506.7	2676.2	7.3614
120	2.571	2539.7	2719.6	7.6375	1.793	2537.3	2716.6	7.4668
160	2.841	2599.4	2798.2	7.8279	1.984	2597.8	2796.2	7.6597
200	3.108	2659.1	2876.7	8.0012	2.172	2658.1	2875.3	7.8343
240	3.374	2719.3	2955.5	8.1611	2.359	2718.5	2954.5	7.9949
280	3.640	2780.2	3035.0	8.3162	2.546	2779.6	3034.2	8.1445
320	3.905	2842.0	3115.3	8.4504	2.732	2841.5	3114.6	8.2849
360	4.170	2904.6	3196.5	8.5828	2.917	2904.2	3195.9	8.4175
400	4.434	2968.2	3278.6	8.7086	3.103	2967.9	3278.2	8.5435
440	4.698	3032.9	3361.8	8.8286	3.288	3032.6	3361.4	8.6636
500	5.095	3131.8	3488.5	8.9991	3.565	3131.6	3488.1	8.8342
$p = 1.5 \text{ bar} = 0.15 \text{ MPa}$ ($T_{\text{sat}} = 111.37^\circ\text{C}$)				$p = 3.0 \text{ bar} = 0.30 \text{ MPa}$ ($T_{\text{sat}} = 133.53^\circ\text{C}$)				
500	1.159	2519.7	2693.6	7.2233	0.606	2543.6	2725.3	6.9919
120	1.188	2533.3	2711.4	7.2693				
160	1.317	2595.2	2792.8	7.4665	0.651	2587.1	2782.3	7.1276
200	1.444	2656.2	2872.9	7.6433	0.716	2650.7	2865.5	7.3115
240	1.570	2717.2	2952.7	7.8052	0.781	2713.1	2947.3	7.4774
280	1.695	2778.6	3032.8	7.9555	0.844	2775.4	3028.6	7.6299
320	1.819	2840.6	3113.5	8.0964	0.907	2838.1	3110.1	7.7722
360	1.943	2903.5	3195.0	8.2293	0.969	2901.4	3192.2	7.9061
400	2.067	2967.3	3277.4	8.3555	1.032	2965.6	3275.0	8.0380
440	2.191	3032.1	3360.7	8.4757	1.094	3030.6	3358.7	8.1538
500	2.376	3131.2	3487.6	8.6466	1.187	3130.0	3486.0	8.3251
600	2.685	3301.7	3704.3	8.9101	1.341	3300.8	3703.2	8.5892

Lampiran 10



Lampiran 12



DAFTAR PUSTAKA

Butterworth, D. *Introduction to Heat Transfer*. Oxford University Press.

EMM Division III Steam Turbine And Auxiliary Equipment Vol II-2

Fox, Robert W., McDonald, Alan T. and Pitchard, Philip J. 2003. *Introduction to Fluid Mechanics Sixth Edition*. New York: John Wiley & Sons, Inc.

Hammock, Gary L. 2011. *Cross-Flow, Staggered-Tube Heat Exchanger Analysis for High Enthalpy Flows*. University of Tennessee. Knoxville

Incropera, Frank P. and Dewitt, David P. 2002. *Fundamentals of Heat And Mass Transfer 5th Edition*. New York: John Wiley & Sons, Inc.

J. Moran, Michael and Saphiro, Howard. 2011. *“Fundamental of Engineering Thermodynamics”*, 7th edition, New York : John Willey & Sons, Inc.

Kakac, Sadic and Liu, Hongtan. 2002. *Heat Exchangers Selection, Rating, and Thermal Design 2nd Edition*. Boca Raton, Florida: CRC Press

Kern, D.Q . 1983. *Process Heat Transfer*. Tokyo : MC. Graw Hill

Teguh P, Bambang, *Balance of Plant and Heat Exchangers in Steam Power Plant*. BPPT-Puspipstek. Serpong

BIODATA PENULIS



Penulis memiliki nama lengkap Esti Nur Afifah, dilahirkan di Kabupaten Sragen, pada tanggal 30 April 1994 dari pasangan Bapak Tukiman, S.Pd dan Ibu Rochayani, S.Pd. AUD. Penulis merupakan anak pertama dari dua bersaudara. Penulis menempuh jenjang pendidikan sebagai berikut: TK Aisyiyah Bustanul Athfal 1 Gemolong, SDN 1 Gemolong, SMP MTA Gemolong dan SMA MTA Surakarta. Pada tahun 2012 penulis melanjutkan pendidikan di Program Studi Diploma 3 Teknik Mesin

kerjasama PT PLN (Persero) Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya dengan NRP 2112 038 009.

Selama kuliah, penulis aktif di berbagai organisasi. Pada tahun kepengurusan 2013/2014 penulis menjabat *staff* departemen hubungan mahasiswa (Humas) Himpunan Mahasiswa D3 Teknik Mesin (HMDM) FTI-ITS, *reporter* BSO PERS HMDM FTI-ITS, PERS FTI-ITS Cakrawala dan sekretaris mobil listrik Nogogeni 2. Pada tahun kepengurusan 2014/2015, penulis menjadi tim administrasi mobil listrik Nogogeni 3. Penulis dapat dihubungi ke alamat *e-mail* estinurafifah@gmail.com atau nomor telepon 081226308947.