



UNIVERSITAS INDONESIA

**Rancang Bangun Mesin Refrigerasi Dengan Menggunakan Fluida
Kerja LiBr + H₂O yang Ramah Lingkungan**

SKRIPSI

YUSRI FAKHRIZAL

0706267420

**FAKULTAS TEKNIK
PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
DEPOK
JULI 2011**



UNIVERSITAS INDONESIA

**Rancang Bangun Mesin Refrigerasi Dengan Menggunakan Fluida
Kerja LiBr + H₂O yang Ramah Lingkungan**

SKRIPSI

Diajukan sebagai salah satu syarat untuk memperoleh gelar

Sarjana Teknik

YUSRI FAKHRIZAL

0706267420

FAKULTAS TEKNIK

PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN

DEPOK

JULI 2011

HALAMAN PERNYATAAN ORISINALITAS

**Skripsi ini adalah hasil karya saya sendiri,
dan semua sumber baik yang dikutip maupun dirujuk
telah saya nyatakan dengan benar**

Nama : Yusri Fakhrizal

NPM : 0706267420ss

Tanda Tangan : 

Tanggal : 11 Juli 2011

HALAMAN PENGESAHAN

Skripsi ini diajukan oleh

Nama : Yusri Fakhrizal

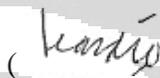
NPM : 0706267420

Program Studi : Teknik Mesin

Judul Skripsi : Rancang Bangun Mesin Refrigerasi dengan Menggunakan Fluida Kerja LiBr + H₂O yang Ramah Lingkungan

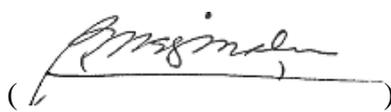
Telah berhasil dipertahankan di hadapan Dewan Penguji dan diterima sebagai bagian persyaratan yang diperlukan untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik pada Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Indonesia

DEWAN PENGUJI

Pembimbing : Dr.Ir.Budiharjo, Dipl.Ing ()

Penguji : Dr.Ir.Ing.Nasrudin, M.Eng ()

Penguji : Ir. Agung Subagio, Dipl.Ing. ()

Penguji : Ir. Rusdy Malin M.Sc ()

Ditetapkan di : Depok

Tanggal : 11 Juli 2011

KATA PENGANTAR/UCAPAN TERIMA KASIH

Puji syukur saya panjatkan kepada Allah SWT, karena atas berkat dan rahmat-Nya, sehingga saya dapat menyelesaikan skripsi ini. Penulisan skripsi ini dilakukan dalam rangka memenuhi salah satu syarat untuk mencapai gelar Sarjana Teknik Jurusan Teknik Mesin pada Fakultas Teknik Universitas Indonesia. Saya menyadari bahwa, tanpa bantuan dan bimbingan dari berbagai pihak, dari masa perkuliahan sampai pada penyusunan skripsi ini, sangatlah sulit bagi saya untuk menyelesaikan skripsi ini. Oleh karena itu, saya mengucapkan terima kasih kepada :

- (1) Dr.Ir.Budihardjo, Dipl.Ing. selaku dosen pembimbing yang telah menyediakan waktu, tenaga, dan pikiran untuk mengarahkan saya dalam penyusunan skripsi ini
- (2) Orang tua dan keluarga saya yang telah memberikan bantuan dukungan material dan moral
- (3) Rekan sesama penelitian laboratorium teknik pendingin lainnya, atas bantuan kerjasamanya dan banyak memberikan masukan
- (4) Dan seluruh pihak yang terkait sehingga membantu kelancaran dalam penyelesaian skripsi dalam pengambilan data dan hal lainnya; Akhir kata, saya berharap Allah SWT berkenan membalas segala kebaikan semua pihak yang telah membantu. Semoga skripsi ini membawa manfaat bagi pengembangan ilmu.

Depok, 11 Juli 2011

Penulis

**HALAMAN PERNYATAAN PERSETUJUAN PUBLIKASI TUGAS
AKHIR UNTUK KEPENTINGAN AKADEMIS**

Sebagai sivitas akademik Universitas Indonesia, saya yang bertanda tangan dibawah ini :

Nama : Yusri Fakhrizal

NPM : 0706267420

Program Studi : Teknik Mesin

Departemen : Teknik Mesin

Fakultas : Teknik

Jenis karya : Skripsi

demi pengembangan ilmu pengetahuan, menyetujui untuk memberikan kepada Universitas Indonesia Hak Bebas Royalti Noneksklusif (*Non-exclusive Royalty-Free Right*) atas karya ilmiah saya yang berjudul :

**Rancang Bangun Mesin Refrigerasi dengan Menggunakan Fluida Kerja
LiBr + H₂O yang Ramah Lingkungan**

beserta perangkat yang ada (jika diperlukan). Dengan Hak Bebas Royalti Noneksklusif ini Universitas Indonesia berhak menyimpan, mengalihmedia/formatkan, mengelola dalam bentuk pangkalan data (*database*), merawat, dan memublikasikan tugas akhir saya selama tetap mencantumkan nama saya sebagai penulis/pencipta dan sebagai pemilik Hak Cipta. Demikian pernyataan ini saya buat dengan sebenarnya.

Dibuat di : Depok

Pada tanggal : 11 Juli 2011

Yang menyatakan



(Yusri Fakhrizal)

ABSTRAK

Nama : Yusri Fakhrizal
Program studi : Teknik Mesin
Judul : Rancang Bangun Mesin Refrigerasi dengan Menggunakan Fluida Kerja LiBr + H₂O yang Ramah Lingkungan

Skripsi ini membahas mengenai rancangan bangun mesin refrigerasi tanpa menggunakan *refrigerant*, dimana *refrigerant* diganti menggunakan LiBr (Lithium Bromida). Fluida kerja campuran seperti LiBr+H₂O merupakan zat pendingin yang ramah lingkungan dan sangat hemat energi. Kedua jenis *refrigerant* tersebut digunakan pada mesin refrigerasi siklus absorpsi, baik untuk kebutuhan kenyamanan ruangan maupun kebutuhan proses industri. Riset yang dilakukan bertujuan untuk mengetahui unjuk kerja sebuah mesin refrigerasi siklus absorpsi, berpendingin udara yang menggunakan campuran larutan dan LiBr+H₂O+additive sebagai fluida kerja. Manfaat dari hasil riset ini dapat digunakan sebagai salah satu upaya alternatif untuk mendukung program penghematan energi pada sektor residensial dan komersial yang telah ditetapkan pemerintah. Selain itu, hasil riset ini secara langsung dapat membantu pemerintah dalam implementasi program pembatasan penggunaan *refrigerant* yang berpotensi menimbulkan pemanasan global dan penipisan lapisan ozon.

Kata Kunci :

LiBr+H₂O, absorpsi, *refrigerant*

ABSTRACT

Name : Yusri Fakhrizal

Study Program : Mechanical Engineering

Title : Design of Machine In Refrigeration Working Fluid Using LiBr + H₂O Eco-Friendly

This thesis discusses the design and construction of refrigeration machine without using refrigerant, where the refrigerant is replaced using LiBR (Lithium Bromide). Working fluid mixtures such as LiBr + H₂O is an environmentally friendly refrigerant and highly energy efficient. Both types of refrigerants used in absorption cycle refrigeration machines, either for the comfort of the room as well as the needs of the industry. Research conducted aimed to determine the performance of an absorption cycle refrigeration machine, air-cooled using a mixture of solution and LiBr + H₂O + additive as a working fluid. The benefits of this research can be used as part of efforts to support alternative programs for energy conservation in residential and commercial sectors that have been set by the government. In addition, the results of this research directly to assist the government in implementing programs that have the potential restrictions on the use of refrigerant causing global warming and ozone depletion.

Keyword :

LiBr-H₂O, absorption, refrigerant

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
LEMBAR PERNYATAAN ORISINILITAS	ii
LEMBAR PENGESAHAN	iii
KATA PENGANTAR/UCAPAN TERIMA KASIH	iv
LEMBAR PERSETUJUAN PUBLIKASI KARYA ILMIAH	v
ABSTRAK	vi
DAFTAR ISI	viii
DAFTAR TABEL	x
DAFTAR GAMBAR	xi
DAFTAR LAMPIRAN	xii
1. PENDAHULUAN	1
1.1 LATAR BELAKANG	1
1.2 PERUMUSAN MASALAH	2
1.3 TUJUAN PENELITIAN	2
1.4 BATASAN MASALAH	2
1.5 SISTEMATIKA PENULISAN	3
2. DASAR TEORI	4
2.1 SISTEM ABSORPSI	4
2.2 PERPINDAHAN PANAS	5
2.2.1 Perpindahan panas konduksi	6
2.2.2 Perpindahan panas konveksi	9
2.2.3 Perpindahan panas radiasi	12
2.3 ALAT PENUKAR KALOR	14
2.3.1 Jenis-jenis penukar kalor	15
2.4 PARAMETER DALAM PERHITUNGAN NILAI PERPINDAHAN PANAS PENUKAR KALOR	21
2.4.1 Sifat-sifat termodinamika fluida	22
2.4.2 Sifat aliran fluida	23
2.4.3 Laju perpindahan kalor pada alat penukar kalor	24

2.5	POMPA	28
2.5.1	Pompa sentrifugal	28
2.5.2	Pompa magnetik	30
3.	PERANCANGAN	31
3.1	SKEMATIK PERANCANG	31
3.1.1	Duhring plot	32
3.1.2	<i>Enthalpy plot</i> pada daerah LiBr <i>solution</i>	33
3.1.3	Perhitungan termodinamika	34
3.2	PERANCANGAN <i>HEAT EXCHANGER</i>	37
3.2.1	Kondenser	37
3.2.2	Generator	50
3.2.3	Evaporator	52
3.2.4	Absorber	56
4.	HASIL RANCANGAN DAN PEMILIHAN KOMPONEN	69
4.1	KONDENSER	69
4.2	ABSORBER	70
4.3	EVAPORATOR	71
4.4	GENERATOR	72
4.5	<i>SOLUTION HEAT EXCHANGER</i>	73
4.6	POMPA	74
4.7	FLOWMETER	75
4.8	RANCANGAN SISTEM	76
5.	KESIMPULAN DAN SARAN	77
5.1	KESIMPULAN	77
5.2	SARAN	77
	DAFTAR REFERENSI	79
	LAMPIRAN	80

DAFTAR TABEL

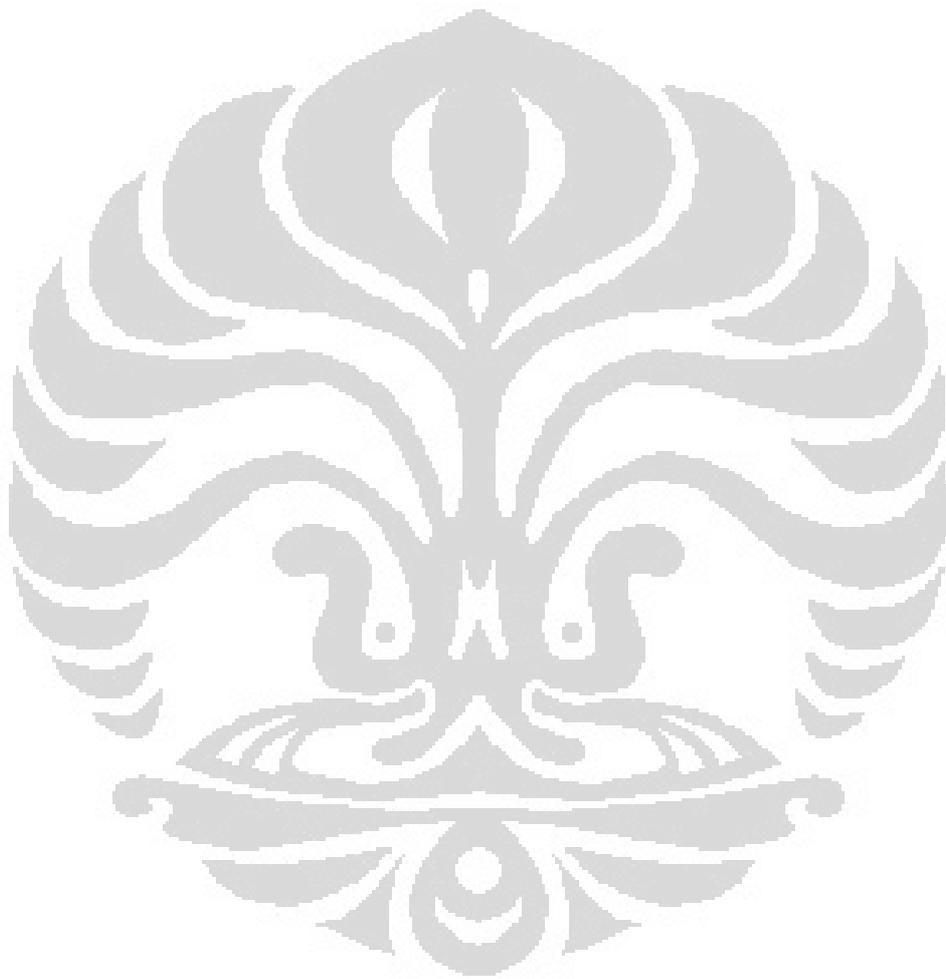
Tabel 2.1	Efektifitas fin	9
Tabel 3.1	Data termodinamika setiap titik	34
Tabel 3.2	Koefisien untuk mencari Eu	47
Tabel 3.3	Persamaan untuk mendapatkan koefisien k_i	48
Tabel 3.4	Persamaan untuk mendapatkan koefisien c_z	49
Tabel 3.5	Koefisien untuk mencari Eu	65
Tabel 3.6	Persamaan untuk mendapatkan koefisien k_i	66
Tabel 3.7	Persamaan untuk mendapatkan koefisien c_z	67
Tabel 4.1	Spesifikasi <i>plate heat exchanger</i>	73
Tabel 4.2	Spesifikasi dimensi <i>plate heat exchanger</i>	74



DAFTAR GAMBAR

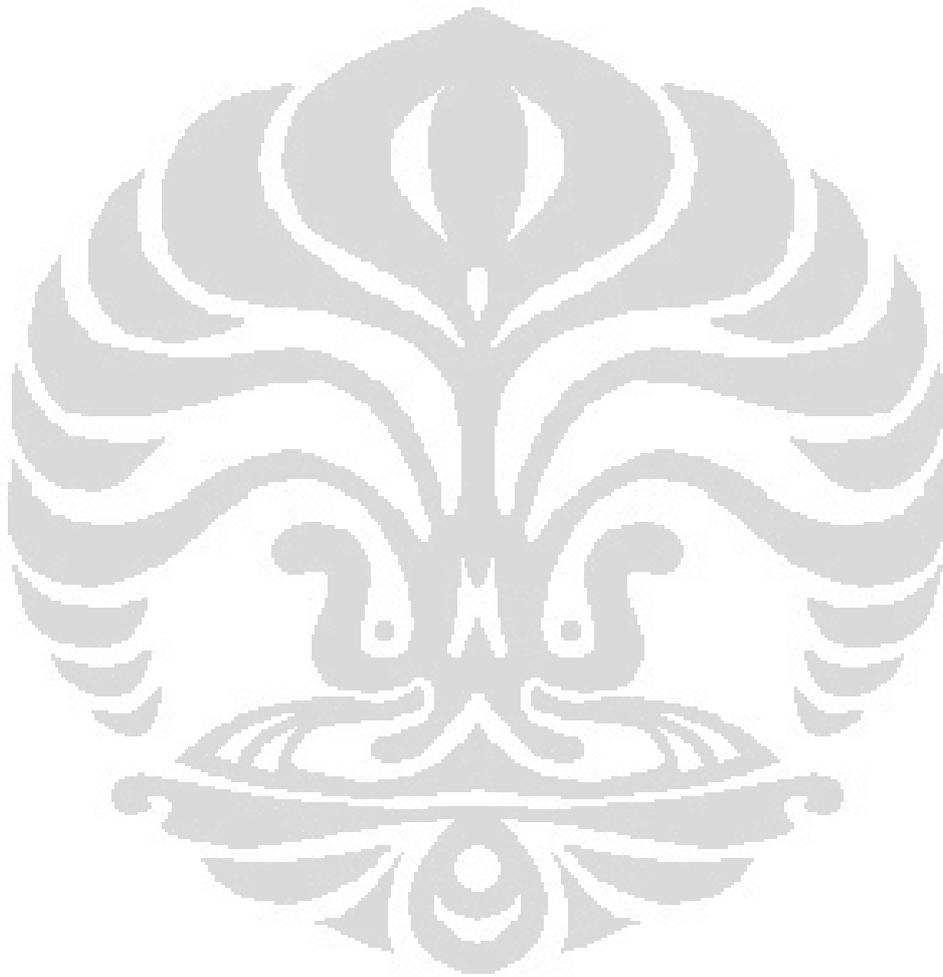
Gambar 2.1	Perpindahan panas konduksi dan difusi energi akibat aktivitas molekul	7
Gambar 2.2	Model perambatan panas	8
Gambar 2.3	Aliran luar	10
Gambar 2.4	Aliran dalam	11
Gambar 2.5	Perpindahan panas radiasi (a) pada permukaan, (b) antara permukaan dan lingkungan	14
Gambar 2.6	<i>Double pipe heat exchanger</i>	16
Gambar 2.7	<i>Shell and tube heat exchanger</i>	16
Gambar 2.8	<i>Plate Heat exchanger</i>	18
Gambar 2.9	<i>Coil Pipe Heat exchanger</i>	19
Gambar 2.10	<i>Air Cooled Heat exchanger</i>	20
Gambar 2.11	Contoh-contoh konfigurasi <i>compact heat exchanger</i>	20
Gambar 2.12	Pompa sentrifugal	29
Gambar 2.13	<i>Double volute</i> dan <i>single volute</i>	30
Gambar 3.1	Skematik rancangan sistem refrigerasi absorpsi	31
Gambar 3.2	<i>Duhring plot</i>	32
Gambar 3.3	<i>Enthalpy plot</i>	33
Gambar 3.4	<i>Continuous fin on tube array heat exchanger</i>	37
Gambar 3.5	Jari-jari ekuivalen	41
Gambar 3.6	<i>Transverse spacing</i> dan <i>normal air tube spacing</i>	46
Gambar 3.7	Jari-jari ekuivalen	58
Gambar 3.8	<i>Transverse spacing</i> dan <i>normal air tube spacing</i>	64
Gambar 4.1	Hasil rancangan kondenser	69
Gambar 4.2	Hasil rancangan absorber	70
Gambar 4.3	Hasil rancangan evaporator	71
Gambar 4.4	Hasil rancangan generator	72
Gambar 4.5	<i>Solution heat exchanger</i>	73
Gambar 4.6	Pompa sirkulasi air	75
Gambar 4.7	Pompa <i>weak solution</i> dari absorber ke generator	75

Gambar 4.8 Flowmeter 76
Gambar 4.9 Rancangan sistem 76



DAFTAR LAMPIRAN

Lampiran 1	Tabel properties	81
Lampiran 2	MSDS lithium bromida	85



BAB I

PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Sejak dibelakukannya “Protokol Montreal” pada tahun 1987, pemakaian beberapa *refrigerant* yang dibuat dari turunan metana (R11, R12), saat ini telah dilarang diperdagangkan lagi, karena ditengarai berpotensi dalam penipisan lapisan ozon dan pemanasan global. Sedangkan R22 dalam beberapa tahun mendatang tidak akan diproduksi lagi, karena berkontribusi terhadap pemanasan global. Beberapa alternatif *refrigerant* tersebut telah lama ditemukan antara lain HFC134a, HFC407C, HFC410A yang banyak digunakan pada mesin refrigerasi uap mekanik. Demikian pula halnya dengan *refrigerant* dari gas hidrokarbon (protana dan butana) telah mulai dimanfaatkan, karena gas hidrokarbon tersebut tidak menimbulkan penipisan lapisan ozon dan pemanasan global.

Fluida kerja campuran seperti LiBr+H₂O merupakan zat pendingin yang ramah lingkungan dan sangat hemat energi. Kedua jenis *refrigerant* tersebut digunakan pada mesin refrigerasi siklus absorpsi, baik untuk kebutuhan kenyamanan ruangan maupun kebutuhan proses industri. Riset yang dilakukan bertujuan untuk mengetahui unjuk kerja sebuah mesin refrigerasi siklus absorpsi, berpendingin udara yang menggunakan campuran larutan dan LiBr+H₂O sebagai fluida kerja. Manfaat dari hasil riset ini dapat digunakan sebagai salah satu upaya alternatif untuk mendukung program penghematan energi pada sektor residensial dan komersial yang telah ditetapkan pemerintah. Selain itu hasil riset ini secara langsung dapat membantu pemerintah dalam implementasi program pembatasan penggunaan *refrigerant* yang berpotensi menimbulkan pemanasan global dan penipisan lapisan ozon.

Siklus refrigerasi absorpsi adalah proses refrigerasi yang memanfaatkan dua jenis fluida dan sejumlah kecil masukan kalor, bukan masukan listrik seperti di sistem refrigerasi kompresi uap yang lebih sering dikenal. Baik siklus refrigerasi kompresi uap maupun siklus refrigerasi absorpsi melakukan proses

penyerapan lingkungan melalui penguapan *refrigerant* pada temperatur rendah dan pelepasan kalor pada kondensasi *refrigerant* pada tekanan yang lebih tinggi. Pada kedua jenis siklus, terdapat perbedaan pada cara menciptakan perbedaan tekanan dan mendorong terjadinya sirkulasi *refrigerant*. Pada siklus kompresi uap, digunakan kompresor mekanis tenaga listrik untuk menekan *refrigerant* sehingga bertekanan tinggi. Pada siklus absorpsi, fluida sekunder penyerap *refrigerant*, atau yang disebut absorban, digunakan untuk mendorong sirkulasi *refrigerant*.

Absorpsi uap *refrigerant* oleh cairan absorban secara teoretis didasarkan pada “Hukum Raoult”, yang mengatakan bahwa pada temperatur tertentu, perbandingan tekanan parsial dari komponen yang mudah berubah fasa (cair-gas) dalam suatu larutan terhadap tekanan uap dari komponen tersebut pada kondisi murni, pada temperatur yang sama identik dengan fraksi mol pada larutan. Fraksi mol larutan sama dengan jumlah mol komponen dibagi dengan jumlah total mol yang ada.

1.2. Perumusan Masalah

Hasil riset ini mengarah pada desain mesin refrigerasi siklus absorpsi untuk kebutuhan pendinginan di dalam ruangan berkapasitas lebih kecil dari 100 kW, dengan memanfaatkan sumber energi yang tersedia.

1.3. Tujuan Penelitian

Penelitian kali ini bertujuan untuk mendesain mesin refrigerasi siklus absorpsi untuk mendapatkan nilai COP yang baik.

1.4. Batasan Masalah

Batasan masalah pada penelitian ini hanya pada desain *heat exchanger* dan juga pemilihan komponen-komponen yang dibutuhkan dalam sistem mesin pendingin absorpsi.

1.5. Sistematika Penulisan

Bab I

Pada bab I berisikan tentang pendahuluan dari penelitian ini.

Bab II

Bada bab II berisikan tentang landasan teori yang akan digunakan dalam melakukan analisis dan perhitungan pada penelitian ini.

Bab III

Pada bab III berisikan tentang sistematika dan tahapan-tahapan pada perancangan alat penelitian absorpsi ini.

Bab IV

Pada bab IV ini berisikan hasil-hasil rancangan perhitungan yang diterjemahkan ke dalam gambar produksi.

Bab V

Pada bab VI berisikan kesimpulan dan saran dari hasil analisis yang dilakukan.

BAB II

DASAR TEORI

2.1. Sistem Absorpsi

Sistem absorpsi memiliki siklus uap yang mirip dengan sistem refrigerasi yang menggunakan kompresi mekanik. Salah satu letak perbedaannya pada sistem refrigerasi kompresi mekanik digunakan komponen evaporator, kondenser, dan katup ekspansi. Sedangkan pada sistem refrigerasi absorpsi komponen yang digunakan yaitu kondensor, evaporator, absorber, dan generator. Nilai COP yang biasa didapatkan dari sistem refrigerasi kompresi uap mekanis yaitu 3-5. Dimana nilai COP sistem refrigerasi kompresi uap mekanis didapatkan berdasarkan rasio antara $Q_{\text{evaporator}}$ dan $W_{\text{kompresor}}$. Sedangkan untuk sistem refrigerasi absorpsi nilai COP yang biasa didapatkan yaitu 0.7-1. Dimana nilai COP untuk sistem refrigerasi absorpsi didapatkan berdasarkan rasio antara $Q_{\text{evaporator}}$ dan $Q_{\text{generator}}$.

Selain itu perbedaannya terdapat pada energi yang dibutuhkan untuk mengoperasikan sistem absorpsi ini. Pada sistem absorpsi dibutuhkan *input* berupa panas. Sistem ini juga disebut sistem absorpsi basah, karena pada umumnya menggunakan cairan yang berfungsi mengabsorpsi *refrigerant*. Sistem absorpsi sama halnya seperti sistem refrigerasi kompresi telah dipakai secara luas dibidang refrigerasi dan pengkondisian udara. Oleh karena sistem ini beroperasi pada energi termal tingkat rendah, maka lebih diutamakan saat terdapat sumber energi tingkat rendah seperti panas buang atau energi solar. Selain itu sistem ini juga ramah lingkungan, karena menggunakan *natural refrigerant* seperti air atau amonia.

Prinsip dasar dari sistem absorpsi adalah saat sebuah garam *lithium bromide* dilarutkan ke dalam air, maka titik didih dari zat pelarut (air) akan meningkat. Dalam keadaan lain, saat temperatur larutan (*lithium bromide* + air) dijaga agar tetap konstan, maka efek dari pelarutan LiBr adalah untuk mengurangi tekanan uap dari zat pelarut dibawah *saturation pressure* dari zat pelarut murni pada temperatur tersebut. Pada sistem pendingin absorpsi yang paling sederhana,

pendinginan didapat dengan menyambungkan dua bejana, yang berisi zat pelarut murni dan bejana yang lain berisi larutan, karena saat kesetimbangan tercapai tekanan dari kedua bejana hampir sama, maka temperatur dari larutan akan lebih tinggi dibandingkan dengan zat pelarut murni (air). Sehingga apabila larutan berada pada temperatur ruangan, maka zat pelarut murni akan berada pada temperatur dibawah temperatur ruangan. Efek pendinginan dihasilkan pada bejana yang berisi zat pelarut murni disebabkan oleh adanya perbedaan temperatur ini. Zat pelarut akan menguap, karena perpindahan panas dari lingkungan sekitar, dan mengalir menuju bejana yang berisi larutan dan kemudian di-*absorb* oleh larutan tersebut. Proses ini akan terus berlanjut selama komposisi dan temperatur dari larutan tetap dipertahankan dan cairan pelarut tersedia di dalam bejana.

Sistem pendinginan absorpsi menggunakan pasangan larutan air-*lithium bromide* telah dipergunakan secara luas pada sistem pengkondisian udara berkapasitas besar. Pada sistem tersebut, air dipergunakan sebagai *refrigerant* dan larutan *lithium bromide* di dalam air digunakan sebagai *absorbent*, karena *refrigerant* yang dipergunakan adalah air, maka sistem tidak mungkin menghasilkan pendinginan di bawah temperatur nol derajat. Sehingga sistem ini hanya digunakan di dalam aplikasi yang membutuhkan pendinginan pada temperatur di atas nol derajat *Celcius*, yaitu pada pengkondisian udara (*air conditioning*).

2.2. Perpindahan Panas

Heat transfer adalah ilmu yang mempelajari tentang perpindahan energi (dalam bentuk panas) yang terjadi, karena adanya perbedaan suhu diantara kedua benda atau material.

Ilmu perpindahan kalor melengkapi hukum pertama dan kedua termodinamika, sebagai contoh pada peristiwa pendinginan yang berlangsung pada suatu batangan baja panas yang dicelupkan ke dalam air. Dengan termodinamika kita dapat menentukan suhu kesetimbangan akhir dari suatu batangan baja dan air itu, namun termodinamika tidak akan dapat menunjukkan kepada kita berapa lama waktu yang diperlukan untuk mencapai kesetimbangan

itu atau berapa suhu batangan itu pada saat sebelum tercapainya kesetimbangan, sebaliknya ilmu perpindahan kalor dapat membantu kita untuk menentukan suhu batangan baja ataupun air itu sebagai fungsi waktu.

Jenis-jenis perpindahan panas yaitu :

1. Konduksi (hantaran)
2. Konveksi (aliran)
3. Radiasi (pancaran)

2.2.1. Perpindahan Panas Konduksi

Perpindahan kalor secara konduksi adalah proses perpindahan kalor, dimana kalor mengalir dari daerah yang bersuhu tinggi ke daerah yang bersuhu rendah dalam suatu medium (padat, cair atau gas) atau antara medium-medium yang berlainan yang bersinggungan secara langsung. Secara umum, laju aliran kalor secara konduksi dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut :

$$q = -kA \frac{\delta T}{\delta x} \dots\dots\dots(2.1)$$

keterangan :

q = laju aliran kalor (Watt)

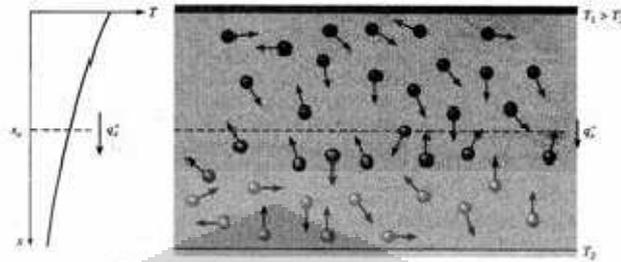
k = konduktifitas termal bahan (W/(m².°C))

$\frac{\delta T}{\delta x}$ = gradien suhu ke arah perpindahan kalor (°C/m)

A = luas penampang (m²)

tanda minus diselipkan agar memenuhi hukum ke-2 termodinamika, yaitu kalor mengalir ke temperatur yang lebih rendah.

Perpindahan kalor secara hantaran/konduksi merupakan satu proses pendalaman, karena proses perpindahan kalor ini hanya terjadi di dalam bahan. Arah aliran energi kalor, adalah dari titik bersuhu tinggi ke titik bersuhu rendah.



Gambar 2.1 Perpindahan panas konduksi dan difusi energi akibat aktivitas molekul

Sudah diketahui bahwa tidak semua bahan dapat menghantar kalor sama sepenuhnya. Dengan demikian, umpamanya seorang tukang hembus kaca dapat memegang suatu barang kaca, yang beberapa cm lebih jauh dari tempat pegangan itu adalah demikian panasnya, sehingga bentuknya dapat berubah. Akan tetapi, seorang pandai tempa harus memegang benda yang akan ditempa dengan sebuah tang. Bahan yang dapat menghantar kalor dengan baik dinamakan konduktor. Penghantar yang buruk disebut isolator. Sifat bahan yang digunakan untuk menyatakan bahwa bahan tersebut merupakan suatu isolator atau konduktor ialah koefisien konduksi termal. Apabila nilai koefisien ini tinggi, maka bahan mempunyai kemampuan mengalirkan kalor dengan cepat. Untuk bahan isolator, koefisien ini bernilai kecil.

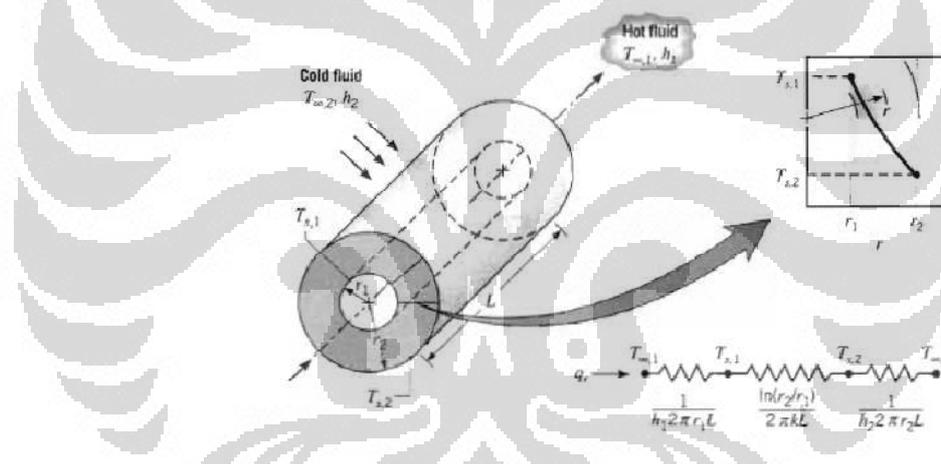
Pada umumnya, bahan yang dapat menghantarkan arus listrik dengan sempurna (logam) merupakan penghantar yang baik juga untuk kalor dan sebaliknya. Selanjutnya bila diandaikan sebatang besi atau sembarang jenis logam dan salah satu ujungnya diulurkan ke dalam nyala api. Dapat diperhatikan bagaimana kalor dipindahkan dari ujung yang panas ke ujung yang dingin. Apabila ujung batang logam tadi menerima energi kalor dari api, energi ini akan memindahkan sebagian energi kepada molekul dan elektron yang membangun bahan tersebut. Molekul dan elektron merupakan alat pengangkut kalor di dalam bahan menurut proses perpindahan kalor konduksi. Dengan demikian, dalam

proses pengangkutan kalor di dalam bahan, aliran elektron akan memainkan peranan penting. Persoalan yang patut diajukan pada pengamatan ini ialah mengapa kadar alir energi kalor adalah berbeda. Hal ini disebabkan karena susunan molekul dan juga atom di dalam setiap bahan adalah berbeda. Untuk satu bahan berfasa padat molekulnya tersusun rapat, berbeda dengan satu bahan berfasa gas seperti udara. Molekul udara adalah renggang sekali. Tetapi dibandingkan dengan bahan padat seperti kayu, dan besi, maka molekul besi adalah lebih rapat susunannya daripada molekul kayu.

Pada air *cooler* generator proses perpindahan konduksi terjadi pada bagian :

a. Pipa

Tahanan termal yang terjadi pada pipa silinder adalah :



Gambar 2.2 Mode Perambatan Panas

$$R_{th} = \ln (r_o/r_i) / 2\pi kL \dots\dots\dots(2.2)$$

Dimana R_{th} = tahanan termal ($^{\circ}C/W$)

r_o = jari - jari luar (m)

r_i = jari - jari dalam (m)

L = panjang pipa/silinder (m)

K = konduktivitas dari benda ($\text{W/m}^0\text{C}$)

b. Sirip (fin)

Sirip berfungsi untuk memperbesar/memperluas perpindahan panas dari dinding datar, untuk menentukan laju perpindahan panas yang berhubungan dengan sirip. Pertama kita harus mendapatkan distribusi temperatur sepanjang sirip.

Tabel 2.1 Efektifitas fin

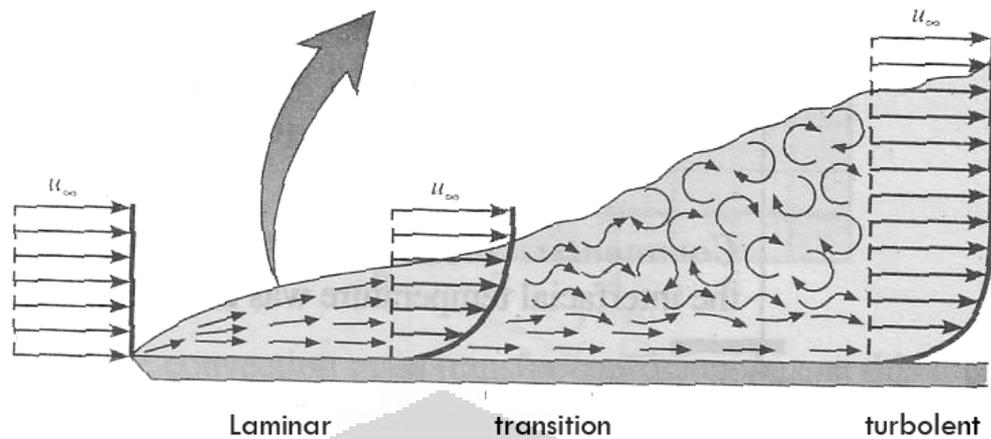
Case	Tip Condition ($x = L$)	Temperature Distribution θ/θ_b	Fin Heat Transfer Rate q_f
A	Convection heat transfer: $h\theta(L) = -kd\theta/dx _{x=L}$	$\frac{\cosh m(L-x) + (h/mk) \sinh m(L-x)}{\cosh mL + (h/mk) \sinh mL}$ (3.70)	$M \frac{\sinh mL + (h/mk) \cosh mL}{\cosh mL + (h/mk) \sinh mL}$ (3.72)
B	Adiabatic $d\theta/dx _{x=L} = 0$	$\frac{\cosh m(L-x)}{\cosh mL}$ (3.75)	$M \tanh mL$ (3.76)
C	Prescribed temperature: $\theta(L) = \theta_L$	$\frac{(\theta_L/\theta_b) \sinh mx + \sinh m(L-x)}{\sinh mL}$ (3.77)	$M \frac{(\cosh mL - \theta_L/\theta_b)}{\sinh mL}$ (3.78)
D	Infinite fin ($L \rightarrow \infty$): $\theta(L) = 0$	e^{-mx} (3.79)	M (3.80)

$\theta \equiv T - T_\infty$ $m^2 \equiv hP/kA_c$
 $\theta_b = \theta(0) = T_b - T_\infty$ $M \equiv \sqrt{hPkA_c} \theta_b$

2.2.2. Perpindahan Panas Konveksi

Pada permasalahan air *cooler* generator perpindahan panas konveksi terdapat pada dua sisi yaitu:

- a. Sisi udara \rightarrow *external flow* (aliran luar)



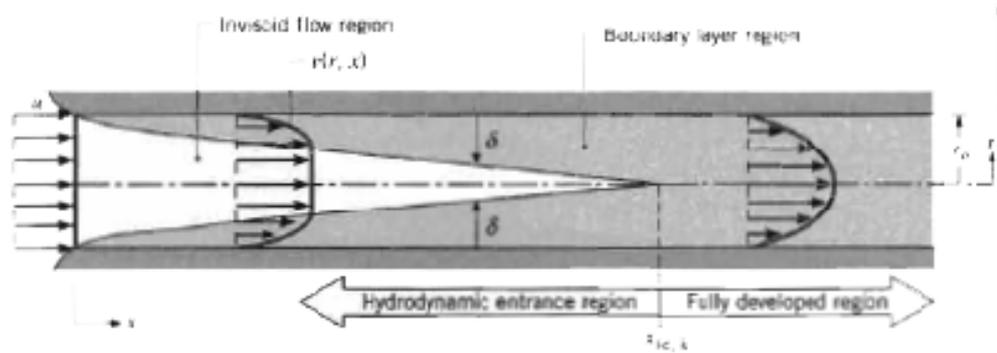
Gambar 2.3 Aliran Luar

Pada persoalan aliran luar tersebut lapisan batas aliran berkembang secara bebas, tanpa batasan yang disebabkan oleh permukaan yang berada di dekatnya. Sehubungan dengan itu akan selalu ada daerah lapisan batas yang berada di sisi luar aliran dimana gradien kecepatan temperatur dapat diabaikan. Sebagai contoh meliputi pergerakan fluida di atas plat datar dimana laju perpindahan panasnya.

$$q = hA_s(T_s - T_\infty) \dots\dots\dots(2.3)$$

dimana h = koefisien perpindahan panas konveksi
 A_s = luas permukaan perpindahan kalor
 T_s = suhu pada plat
 T_∞ = suhu udara
 q = laju perpindahan panas

b. Sisi air → internal flow (aliran dalam)



Gambar 2.4 Aliran Dalam

Berbeda dengan aliran luar yang tanpa ada batasan luar (*external constraints*), pada aliran dalam seperti halnya yang terjadi di dalam pipa adalah sesuatu, dimana fluida dibatasi oleh permukaan sehingga lapisan batas tidak dapat berkembang secara bebas seperti halnya pada luar.

Konfigurasi aliran dalam merupakan bentuk geometri yang baik untuk pendinginan fluida yang digunakan pada proses kimia dan konversi energi.

Laju perpindahan panas :

$$q = hA_s(T_s - T_\infty) \dots\dots\dots(2.4)$$

dimana h = koefisien perpindahan panas konveksi

A_s = luas permukaan perpindahan kalor

T_s = suhu pada plat

T_∞ = suhu udara

q = laju perpindahan panas

c. Perpindahan panas keseluruhan

Pada banyak kasus perpindahan panas yang melibatkan proses konveksi dan konduksi.

Laju perpindahan total :

$$q = U A_s \Delta T_{1m} \dots\dots\dots(2.5)$$

Dimana untuk mencari U (koefisien perpindahan panas keseluruhan) adalah :

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{udara} A_{udara}} + \frac{1}{2\pi kL} + \frac{1}{h_{air} A_{air}} \dots\dots\dots(2.6)$$

Koefisien perpindahan kalor menyeluruh bisa didasarkan atas luas dalam atau luas luar tabung, dimana nilai U nya adalah :

$$\frac{1}{U_o} = \frac{A_o}{h_i A_i} + \frac{A_o \ln(d_o / d_i)}{2\pi kL} + \frac{1}{\eta_o h_o} \dots\dots\dots(2.7)$$

Panas dari generator dialirkan ke air yang besarnya dapat ditentukan dari persamaan :

$$q = m C_p (T_{m,o} - T_{m,i}) \dots\dots\dots(2.8)$$

dimana $T_{m,o}$ = suhu air keluar dari *cooler*

$T_{m,i}$ = suhu air masuk dari *cooler*

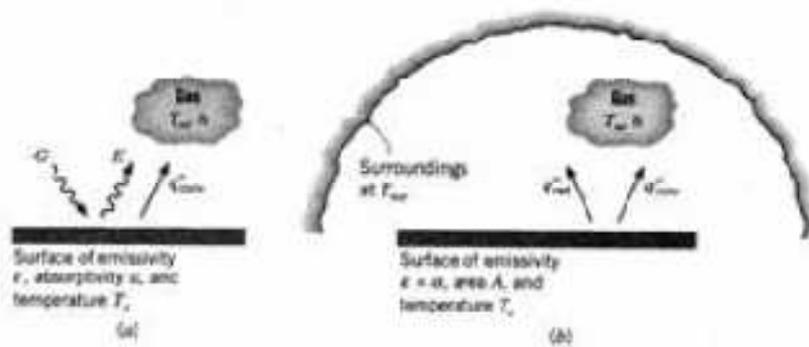
2.2.3. Perpindahan Panas Radiasi

Perpindahan panas radiasi ialah perpindahan kalor melalui gelombang dari suatu zat ke zat yang lain. Semua benda memancarkan kalor. Keadaan ini baru terbukti setelah suhu meningkat. Pada hakekatnya proses perpindahan kalor radiasi terjadi dengan perantaraan foton dan juga gelombang elektromagnet. Terdapat dua teori yang berbeda untuk menerangkan bagaimana proses radiasi itu terjadi. Semua bahan pada suhu mutlak tertentu akan menyinari sejumlah energi kalor tertentu. Semakin tinggi suhu bahan tadi maka semakin tinggi pula energi kalor yang disinarkan. Proses radiasi adalah fenomena permukaan. Proses radiasi tidak terjadi pada bagian dalam bahan. Tetapi suatu bahan apabila menerima sinar, maka banyak hal yang boleh terjadi. Apabila sejumlah energi kalor menimpa suatu permukaan, sebagian akan dipantulkan, sebagian akan diserap ke dalam bahan, dan sebagian akan menembus bahan dan terus ke luar. Jadi, dalam mempelajari perpindahan kalor radiasi akan melibatkan suatu fisik permukaan. Laju perpindahan panas dapat dihitung berdasarkan persamaan berikut :

$$q = \sigma \cdot A \cdot \Delta T^4 \dots\dots\dots(2.9)$$

- Keterangan :
- q = Laju perpindahan panas (Watt)
 - σ = Konstanta Boltzman ($5,669 \times 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$)
 - A = Luas perpindahan panas (m^2)
 - ΔT^4 = Perbedaan temperatur absolut (K)

Bahan yang dianggap mempunyai ciri yang sempurna adalah benda hitam. Disamping itu, sama seperti cahaya lampu, adakalanya tidak semua sinar mengenai permukaan yang dituju. Jadi dalam masalah ini kita mengenal satu faktor pandangan yang lazimnya dinamakan faktor bentuk. Maka jumlah kalor yang diterima dari satu sumber akan berbanding langsung sebagiannya terhadap faktor bentuk ini. Dalam pada itu, sifat termal permukaan bahan juga penting. Berbeda dengan proses konveksi, medan aliran fluida di sekeliling permukaan tidak penting, yang penting ialah sifat termal saja. Dengan demikian, untuk memahami proses radiasi dari satu permukaan kita perlu memahami juga keadaan fisik permukaan bahan yang terlibat dengan proses radiasi yang berlaku. Proses perpindahan kalor sering terjadi secara serentak. Misalnya sekeping plat yang dicat hitam. Lalu dikenakan dengan sinar matahari. Plat akan menyerap sebagian energi matahari. Suhu plat akan naik ke satu tahap tertentu. Oleh karena suhu permukaan atas naik maka kalor akan berkonduksi dari permukaan atas ke permukaan bawah. Dalam pada itu, permukaan bagian atas kini mempunyai suhu yang lebih tinggi dari suhu udara sekeliling, maka jumlah kalor akan disebarkan secara konveksi. Tetapi energi kalor juga disebarkan secara radiasi. Dalam hal ini dua hal terjadi, ada kalor yang dipantulkan dan ada kalor yang dipindahkan ke sekeliling.



Gambar 2.5 Perpindahan panas radiasi (a) pada permukaan, (b) antara permukaan dan lingkungan

Selanjutnya, hal yang juga penting untuk diketahui bahwa kalor atau panas radiasi merambat lurus dan untuk perambatan itu tidak diperlukan medium (misalnya zat cair atau gas).

2.3. Alat Penukar Kalor

Alat penukar kalor atau pemindah panas atau sering disebut *Heat exchanger* adalah alat yang digunakan untuk mengubah temperatur fluida atau mengubah fasa fluida dengan cara mempertukarkan kalornya dengan fluida lain, arti dari mempertukarkan disini adalah memberikan atau mengambil kalor. *Heat exchanger* umumnya merupakan peralatan, dimana dua jenis fluida yang berbeda temperaturnya dialirkan kedalamnya dan saling bertukar kalor melalui bidang - bidang perpindahan panas atau dengan cara kontak langsung (bercampur). Bidang perpindahan ini umumnya berupa dinding pipa-pipa atau sirip-sirip (*fin*). yang dipasangkan pada pipa. Kalor yang dapat dipindahkan diantara dua fluida tersebut besarnya sangat bergantung pada kecepatan aliran fluida, arah alirannya, sifat fisik fluida, kondisi permukaan dan luas bidang perpindahan panas serta beda temperatur diantara kedua fluida. *Heat exchanger* banyak digunakan di berbagai industri tenaga atau industri yang lainnya dikarenakan mempunyai beberapa keuntungan, antara lain:

1. Konstruksi sederhana, kokoh dan aman.
2. Biaya yang digunakan relatif murah.

3. Kemampuannya untuk bekerja pada tekanan dan temperatur yang tinggi dan tidak membutuhkan tempat yang luas.

Apabila dua macam zat cair atau gas di dalam proses yang akan saling bertukar kalornya, maka kita akan butuh untuk menganalisis alat penukar kalor yang bersesuaian dengan material yang dipindahkan. Pada industri-industri kimia, alat penukar kalor biasanya digunakan untuk pemanasan dan pendinginan proses serta aliran produk. Analisis dan desain yang dilakukan digunakan untuk mengaplikasikan secara praktis prinsip-prinsip dasar yang sudah dibahas sebelumnya. Lazimnya alat penukar kalor adalah sistem yang digunakan pertukaran kalor diantara dua fluida yang dibatasi oleh dinding pemisah. Pada kebanyakan sistem kedua fluida ini tidak mengalami kontak langsung. Kontak langsung alat penukar kalor terjadi sebagai contoh pada gas kalor yang terfluidisasi dalam cairan dingin untuk meningkatkan temperatur cairan atau mendinginkan gas. Dikarenakan ada banyak jenis penukar kalor, maka alat penukar kalor dapat dikelompokkan berdasarkan pertimbangan-pertimbangan, yaitu proses perpindahan kalornya, jenis aliran fluidanya, berdasarkan fungsinya dan konstruksi juga pengaturan aliran.

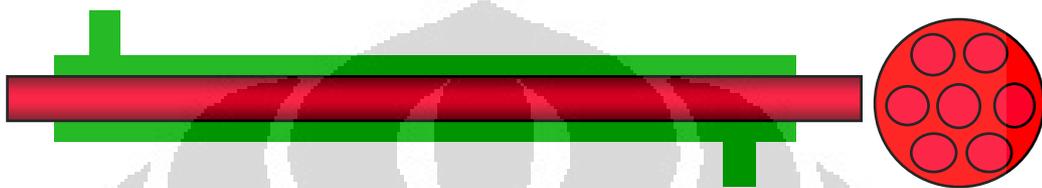
2.3.1. Jenis-Jenis Penukar Kalor

Alat penukar kalor dapat digolongkan menjadi beberapa jenis, diantaranya yaitu:

- 1) Penukar kalor pipa ganda (*double pipe heat exchanger*)

Pada jenis ini tiap pipa atau beberapa pipa mempunyai *shell* sendiri-sendiri. Untuk menghindari tempat yang terlalu panjang maka *heat exchanger* ini dibentuk menjadi U. Pada beberapa keperluan khusus untuk meningkatkan kemampuan memindahkan panas bagian luar diberi sirip. Keistimewaan jenis ini adalah mampu beroperasi pada tekanan yang tinggi dan karena tidak ada sambungan resiko tercampurnya fluida sangat kecil. Kelemahannya adalah kapasitas perpindahan panasnya relatif kecil.

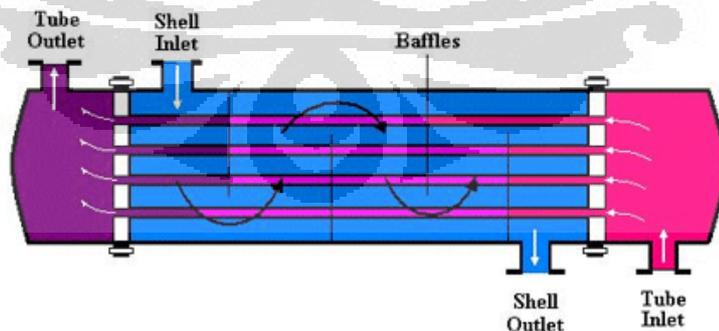
Alat penukar kalor pipa ganda adalah alat perpindahan kalor yang terdiri dari dua pipa konsentris (pipa kecil sebagai sentral, yang dibungkus oleh pipa yang lebih besar). Dimana satu fluida mengalir lewat pipa dalam sedangkan fluida yang lain mengalir lewat anulus, antara dinding pipa dalam dan dinding pipa luar. Alat ini digunakan dalam industri skala kecil. dan umumnya digunakan dalam skala laboratorium.



Gambar 2.6 *Double Pipe Heat exchanger*

2) Penukar kalor pipa-tabung (*shell and tube heat exchanger*)

Penukar kalor pipa-tabung (*shell and tube heat exchanger*) terdiri dari sebuah *shell* (tabung/silinder besar) dimana di dalamnya terdapat satu pipa dengan diameter yang cukup kecil. Satu jenis fluida mengalir didalam pipa-pipa sedangkan fluida lainnya mengalir di dalam pipa-pipa tetapi masih didalam *shell*-nya.



Gambar 2.7 *Shell and Tube Heat exchanger*

Jenis ini dapat dioperasikan untuk perbedaan temperatur sampai 200°F , cocok untuk digunakan sebagai kondenser, cairan dengan cairan, gas dengan gas,

gas dengan cairan. Penukar kalor pipa-tabung memiliki beberapa keuntungan dan juga kekurangan diantaranya :

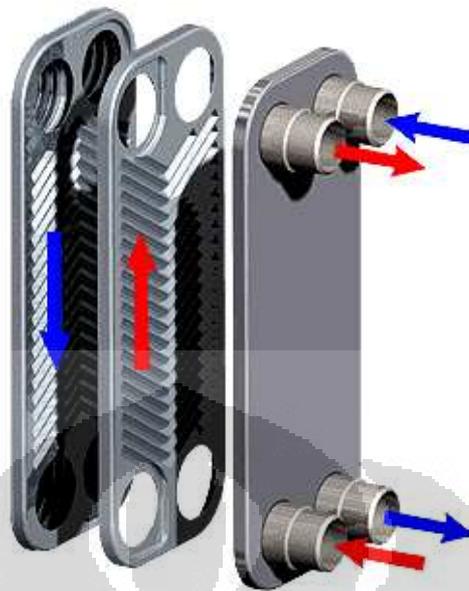
Keuntungan:

1. Bentuk dan desain mudah disesuaikan
2. Perawatan dan perbaikan mudah
3. Pabrik pembuat gampang ditemukan
4. Konfigurasi alat ini memberikan luas permukaan yang besar dalam volume yang kecil.
5. Mempunyai bentuk yang baik untuk operasi bertekanan.
6. Menggunakan teknik fabrikasi yang sudah baik.
7. Dapat dikonstruksi dari sejumlah besar material.
8. Mudah dibersihkan.

Kekurangan:

1. Kebutuhan akan ruang besar
2. Kondisi kerja terbatas
- 3) Penukar kalor pelat (*plates heat exchanger*)

Penukar kalor pelat (*plate heat exchanger*) terdiri dari beberapa pelat yang tersusun di dalam bingkai yang besar. Zat yang satu mengalir melalui rusuk-rusuk diantara kedua pelat sebagaimana ditunjukkan pada gambar berikut :



Gambar 2.8 *Plate Heat exchanger*

Penukar kalor jenis plat memiliki beberapa keuntungan dan juga kekurangan diantaranya :

Keuntungan :

1. Luas transfer panas besar dengan volume yang kecil
2. Tingkat fleksibilitasnya tinggi
3. Tahan korosi dan reaksi kimia
4. Mudah dibersihkan

Kekurangan :

1. Pressure drop tinggi
2. Mudah terjadi kerusakan karena perbedaan tekanan
3. Mudah tersumbat oleh partikel padat
4. Start up agak lama

4) Penukar kalor pipa koil (*coil pipe heat exchanger*)

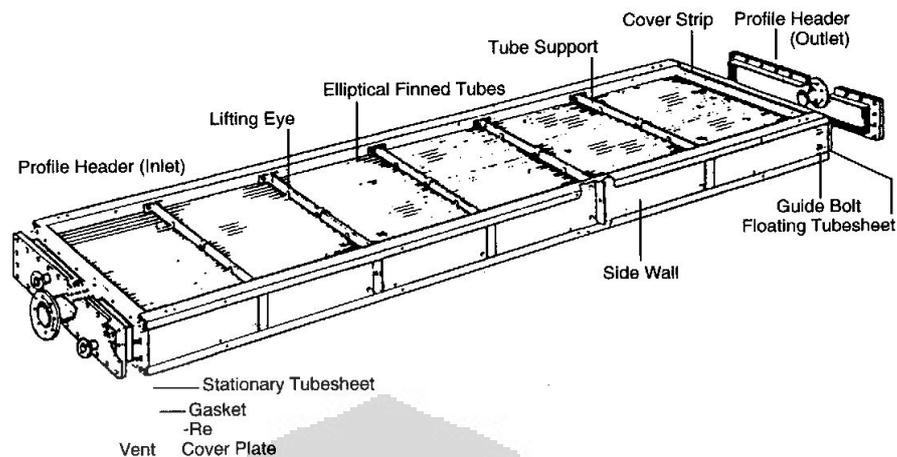
Penukar kalor pipa koil (*coil pipe heat exchanger*) ini mempunyai pipa berbentuk koil yang ditenamkan di dalam sebuah box berisi air dingin yang mengalir atau air yang disemprotkan untuk mendinginkan fluida panas yang mengalir didalam pipa.



Gambar 2.9 *Coil Pipe Heat exchanger*

5) Penukar kalor pendingin udara (*air cooled heat exchanger*)

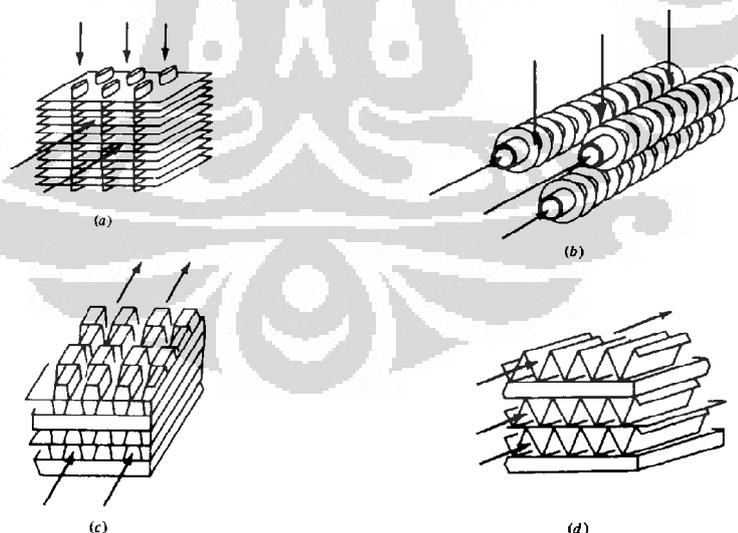
Penukar kalor pendingin udara umumnya digunakan dalam aplikasi industri dimana sumber air yang dapat diandalkan tidak tersedia sebagai media pendinginan. Bahkan jika air tersedia, dalam beberapa kasus, udara Penukar kalor pendingin udara digunakan untuk alasan ekonomi atau pun alasan operasional karena memiliki berbagai macam kelebihan yaitu sirkuit pendingin air, pompa, sistem air pendingin dan sistem air *conditioning* yang menambah kompleksitas dan kebutuhan modal, serta biaya operasi dan pemeliharaan. Cara kerjanya adalah proses cairan panas harus didinginkan mengalir melalui tabung sedangkan pendingin udara mengalir di permukaan luar untuk membuang panas. Khususnya dirancang sirip yang melekat pada permukaan luar tabung untuk membuat besar luas permukaan untuk pendinginan lebih efektif. Tingkat perpindahan panas adalah fungsi luas permukaan sirip dan kecepatan aliran udara. Desain mekanik penukar kalor harus mengakomodasi proses kondisi termasuk tekanan dan temperatur selain itu tingkat korosiv dan kondensasi. Kunci untuk kualitas dan umur penukar kalor ini adalah pemilihan material yang tepat dan teknologi fabrikasi.



Gambar 2.10 Air Cooled Heat exchanger

6) Penukar kalor kompak (compact heat exchanger)

Jenis penukar kalor kompak mempunyai luas permukaan yang sangat besar persatuan volume yaitu sekitar lebih dari 650 m^2 per meter kubik volume. Penukar kalor jenis ini sangat cocok untuk penerapan dalam aliran gas dimana nilai koefisien perpindahan panas menyeluruh (U) adalah rendah dan diperlukan luas yang besar dalam volume yang kecil.



Gambar 2.11 Contoh-contoh konfigurasi Compact Heat exchanger

Berdasarkan gambar terlihat bahwa gambar (a) merupakan penukar kalor tabung bersirip dengan tabung-tabung rata, sedangkan pada gambar (b)

menunjukkan tabung bersirip bundar dalam satuan konfigurasi lain, kemudian gambar (c) dan gambar (d) menggambarkan cara lain untuk mendapatkan luas permukaan yang besar pada kedua sisi penukar kalor. Dua konfigurasi terakhir ini cocok untuk proses-proses dimana terdapat perpindahan panas dari gas ke gas.

Keunggulan:

1. Biaya perawatan lebih murah
2. Walaupun terjadi kegagalan *heat exchanger* masih dapat beroperasi
3. Faktor *fouling* dapat diabaikan
4. Desain lebih sederhana

Kekurangan:

1. Suara lebih keras
2. *Range* kerja sangat terbatas, biasanya tidak bekerja pada suhu ekstrim.

2.4. Parameter Dalam Perhitungan Nilai Perpindahan Panas Penukar Kalor

Dalam alat penukar kalor diterapkan susunan tabung bersirip (*finned-tube*) untuk membuang kalor dari fluida panas. Namun dalam pembahasan nilai-nilai parameter penting untuk perhitungan laju perpindahan panas laporan ini tidak dibahas mengenai efektivitas sirip atau *fin* melainkan hanya membahas mengenai perpindahan panas pada tabung atau *tube*-nya saja, sehingga persamaan yang dibahas adalah tentang *tube* dengan perhitungan menggunakan persamaan konveksi yang secara umum digunakan pada penukar kalor pipa ganda (*double pipe*) ataupun tabung-pipa (*shell and tube*). Seringkali salah satu fluida dalam sebuah penukar-panas mengalir dalam pipa, sedang fluida yang lain mengalir dalam ruang anulus sebuah pipa yang lebih besar atau dalam ruang sebuah *shell* yang memuat banyak pipa, perpindahan panas berlangsung secara radial terhadap

pipa. Antara fluida di dalam pipa dan permukaan dinding pipa sebelah dalam, panas dipertukarkan secara konveksi, kemudian panas menjalar secara konduksi melalui logam dinding pipa sedangkan di luar pipa terjadi lagi konveksi.

Nilai laju perpindahan panas dalam alat penukar kalor dapat dihitung berdasarkan teori perpindahan panas secara konveksi. Selain laju perpindahan panas, parameter penting yang mempengaruhi efektivitas suatu alat penukar kalor adalah nilai koefisien perpindahan panasnya. Besarnya koefisien pindah panas secara konveksi diperkirakan dari persamaan-persamaan empiris. Untuk konveksi dalam pipa sudah tentu persamaan empirisnya lain daripada untuk konveksi luar pipa. Banyak buku yang memuat keterangan tentang koefisien pindah panas, baik dalam bentuk persamaan, maupun dalam bentuk nomogram. Dalam mencari persamaan-persamaan empiris itu harus diperhatikan sifat fluida, sifat aliran, jenis perpindahan panas (pemanasan atau pendinginan), letak pipa dan lain sebagainya.

2.4.1. Sifat-sifat termodinamika fluida

a. Temperatur rata-rata fluida

$$T_{\text{air}} = \frac{T_{ci} + T_{co}}{2} \dots\dots\dots(2.10)$$

Dimana : Temperatur *inlet* (T_{ci})
 Temperatur *outlet* (T_{co})

b. Mencari temperatur rata-rata udara

$$T_{\text{udara}} = \frac{T_{hi} + T_{ho}}{2} \dots\dots\dots(2.11)$$

Dimana : Temperatur *outlet* (T_{ho})
 Temperatur *inlet* (T_{hi})

c. Mencari nilai sifat-sifat termodinamika air dan udara

Mencari sifat-sifat Termodinamika air pada Lampiran 1, Sifat-sifat Air (Zat-Cair Jenuh) pada keadaan T_{air} , setelah diinterpolasi didapat nilai *Density* (ρ), *Dynamic Viscosity* (μ), *Thermal Conductivity* (k), *Prandtl Number* (Pr).

Mencari sifat-sifat Termodinamika udara pada Lampiran 1, Sifat-sifat Udara pada Tekanan Atmosfer pada keadaan T_{udara} , setelah diinterpolasi didapat nilai *Density* (ρ), *Specific Heat* (C_p), *Dynamic Viscosity* (μ), *Thermal Conductivity* (k), *Prandtl Number* (Pr).

2.4.2. Sifat aliran fluida

Di alam ini terdapat dua jenis aliran fluida. Pertama dikenal dengan aliran laminar dimana sifatnya tenang, kecepatannya rendah, semua partikel-partikelnya mempunyai sifat aliran yang seragam. Kedua adalah aliran turbulen pada aliran ini masing-masing partikelnya mempunyai arah kecepatan yang berlainan dan tidak seragam sehingga setiap partikel mempunyai kesempatan yang sama untuk menyentuh permukaan atau dinding saluran, dengan demikian kesempatan fluida mengambil atau mentransfer panas pada dinding saluran menjadi lebih besar. Dalam *heat exchanger* selalu diinginkan agar alirannya turbulen sehingga kapasitas perpindahan panasnya meningkat. Aliran turbulen dapat diperoleh dengan pemasangan *baffle* atau dengan membuat permukaan dinding saluran kasar. Jenis aliran turbulen atau laminar dapat ditentukan perhitungan bilangan *Reynold*. Bilangan *Reynold* untuk aliran dalam pipa dapat didefinisikan dengan menggunakan rumus :

$$Re = \frac{\rho \cdot D \cdot V}{\mu} \dots\dots\dots(2.12)$$

Keterangan : ρ = kerapatan fluida (kg/m^3)

V = kecepatan aliran (m/s)

D = diameter pipa (m)

μ = viskositas dinamik (kg/m.s)

Bilangan Reynolds digunakan sebagai kriteria untuk menunjukkan sifat aliran fluida, apakah aliran termasuk aliran laminar, transisi atau turbulen. Untuk $Re < 2000$ biasanya termasuk jenis aliran laminar sedangkan untuk $2000 < Re < 4000$ adalah jenis aliran transisi dan untuk $Re > 4000$ adalah jenis aliran turbulen.

Sedangkan bilangan Nusselt untuk aliran turbulen yang sudah jadi atau berkembang penuh (*fully developed turbulent flow*) di dalam tabung licin dapat dituliskan dengan persamaan:

$$Nu = 0,023 (Re)^{0,8} (Pr)^n \dots\dots\dots(2.13)$$

Pada bagian pintu masuk dimana aliran belum berkembang atau bersifat aliran transisi, bilangan Nusselt dapat dituliskan dalam persamaan :

$$Nu = 0,023 (Re)^{0,8} (Pr)^{0,3} (d/L)^{0,055} \dots\dots\dots(2.14)$$

Dan bilangan Nusselt untuk aliran laminar dapat dituliskan dalam persamaan :

$$Nu = 1,86 (Re.Pr)^{0,3} (d/L)^{0,3} (\mu/\mu_w)^{0,14} \dots\dots\dots(2.15)$$

Keterangan : n = 0,3. untuk pendinginan.

 n = 0,4. untuk pemanasan.

 Re = bilangan Reynolds

 Pr = bilangan Prandtl

 d = diameter tabung

 L = panjang tabung

2.4.3 Laju perpindahan kalor pada alat penukar kalor

Pada dasarnya laju perpindahan kalor pada alat penukar kalor dipengaruhi oleh adanya tiga (3) hal, yaitu :

1. Koefisien perpindahan kalor menyeluruh (U)

Nilai koefisien perpindahan panas menyeluruh dapat didasarkan atas luas dalam atau luas luar tabung, menurut selera perancang sehingga cara menghitungnya bisa dengan 2 cara yaitu :

- Koefisien Perpindahan Panas Keseluruhan berdasarkan pipa dalam (U_i)

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{A_i \ln \frac{r_o}{r_i}}{2 \cdot \pi \cdot k_{material} \cdot L} + \frac{A_i}{A_o} \frac{1}{h_o}} \dots \dots \dots (2.16)$$

- Koefisien Perpindahan Panas Keseluruhan berdasarkan pipa luar (U_o)

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{A_o \ln \frac{r_o}{r_i}}{2 \cdot \pi \cdot k_{material} \cdot L} + \frac{A_o}{A_i} \frac{1}{h_i}} \dots \dots \dots (2.17)$$

Keterangan : r_i = jari-jari pipa dalam (m)

r_o = jari-jari pipa luar (m)

A_o = luas permukaan luar total, dalam (m^2)

A_i = luas permukaan dalam total, dalam (m^2)

h_o = koefisien perpindahan kalor konveksi pada pipa bagian luar (W/m^2K)

h_i = koefisien perpindahan kalor konveksi pada pipa bagian dalam (W/m^2K)

L = panjang pipa (m)

$k_{material}$ = konduktivitas panas material (W/m^0C)

Koefisien perpindahan kalor pada masing-masing proses perpindahan kalor dapat dijabarkan sebagai berikut :

- Menghitung Nilai Koefisien Perpindahan Panas Konveksi Bagian Dalam (h_i)

$$Nu = \frac{h_i \cdot Di}{k} \dots\dots\dots(2.18)$$

Keterangan :

h_i = koefisien perpindahan panas konveksi bagian dalam (W/
($m^2 \cdot K$))

Nu = Bilangan Nuselt

k = Konduktifitas termal (W/ $m^2 \cdot ^\circ C$)

Di = Diameter dalam (m)

- Menghitung Nilai Koefisien Perpindahan Panas Bagian Luar (h_o)

$$Nu = \frac{h_o \cdot Do}{k} \dots\dots\dots(2.19)$$

Keterangan :

h_o = koefisien perpindahan panas konveksi bagian luar (W/
($m^2 \cdot K$))

Nu = Bilangan Nuselt

k = Konduktifitas termal (W/ $m^2 \cdot ^\circ C$)

Do = Diameter luar (m)

2. Luas perpindahan panas (A)

- Menghitung Luas Perpindahan Panas (A)

Luas permukaan perpindahan panas permukaan dalam pipa (A_i)

$$A_i = \pi \cdot D_i \cdot L \dots\dots\dots(2.20)$$

Luas permukaan perpindahan panas permukaan luar pipa (A_o)

$$A_o = \pi \cdot D_o \cdot L \dots\dots\dots(2.21)$$

Luas permukaan penukar kalor total dapat juga dihitung berdasarkan persamaan :

- Luas permukaan penukar panas (A_{total})

$$q = U_o \cdot A_{total} \cdot F \cdot \Delta T_{LMTD}$$

$$A_{total} = \frac{q}{U_o \cdot F \cdot \Delta T_{LMTD}} \dots\dots\dots(2.22)$$

Keterangan :

A_o = luas permukaan luar total, dalam (m^2)

A_i = luas permukaan dalam total, dalam (m^2)

D_i = diameter pipa bagian dalam (m)

D_o = diameter pipa bagian luar (m)

L = panjang pipa (m)

U_o = Koefisien Perpindahan Panas Keseluruhan berdasarkan pipa luar ($W/m^2 \cdot K$)

F = Faktor koreksi

ΔT_{LMTD} = Beda suhu rata rata log

3. Beda suhu rata-rata log atau *Logarithmic Mean Temperature Difference* (ΔT_{LMTD})

$$\Delta T_1 = T_{ho} - T_{ci}$$

$$\Delta T_2 = T_{hi} - T_{co}$$

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} \dots\dots\dots(2.23)$$

Keterangan :

T_{ci} = Temperatur air masuk ($^{\circ}\text{C}$)

T_{co} = Temperatur air keluar ($^{\circ}\text{C}$)

T_{hi} = Temperatur udara masuk ($^{\circ}\text{C}$)

T_{ho} = Temperatur udara keluar ($^{\circ}\text{C}$)

Dimana ΔT_{LMTD} ini disebut beda suhu rata-rata log atau beda suhu pada satu ujung penukar kalor dikurangi beda suhu pada ujung lainnya dibagi dengan logaritma alamiah daripada perbandingan kedua beda suhu tersebut. Konfigurasi aliran alternatif adalah alat penukar panas dimana fluida bergerak dalam arah aliran melintang (cross flow) atau dengan sudut tegak lurus satu sama lainnya melalui alat penukar panas tersebut, jika suatu penukar kalor yang bukan jenis pipa ganda digunakan, perpindahan kalor dihitung dengan menerapkan faktor koreksi terhadap LMTD untuk susunan pipa ganda aliran lawan arah dengan suhu fluida panas dan dingin yang sama, maka persamaan perpindahan panas menjadi $Q = U \cdot A \cdot F \cdot \Delta T_{LMTD}$. Bila terdapat perubahan fase seperti kondensasi atau penguapan, fluida biasanya berada pada suhu yang hakekatnya tetap maka nilai faktor koreksi $F = 1,0$.

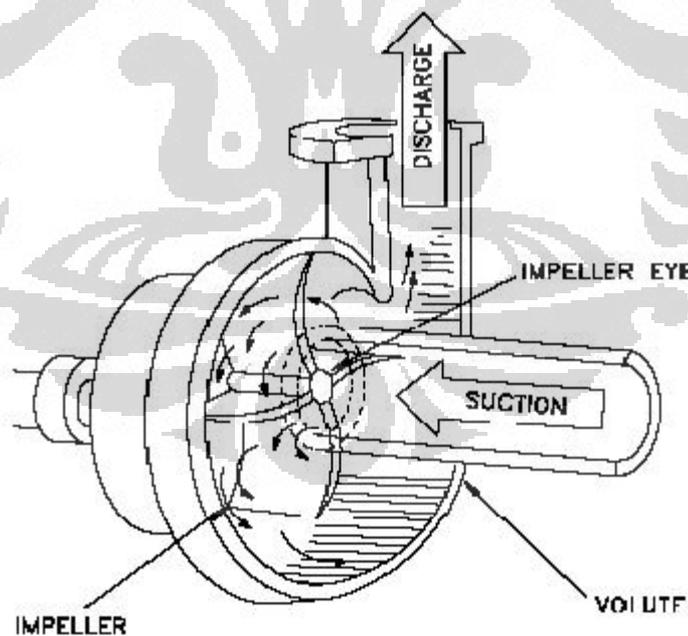
2.5. Pompa

2.5.1. Pompa Sentrifugal

Pompa sentrifugal secara prinsip terdiri dari casing pompa dan *impeller* yang terpasang pada poros putar. Casing pompa berfungsi sebagai pelindung,

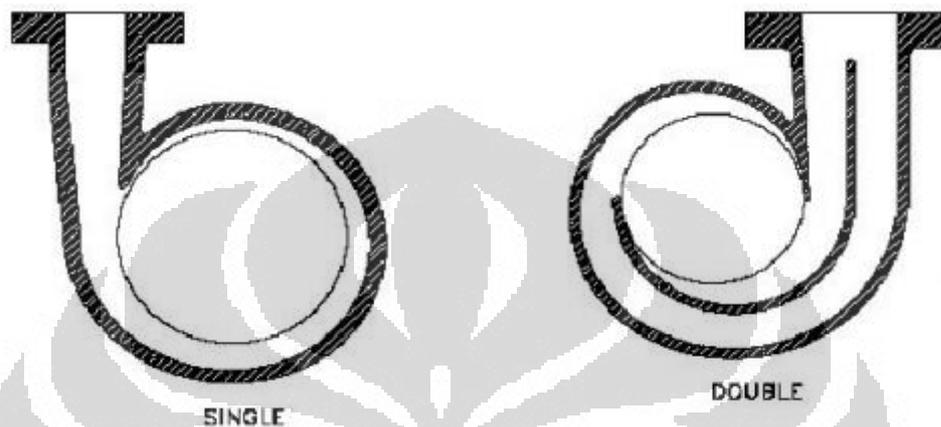
batas tekan dan juga terdiri dari saluran- saluran yang untuk masukan (suction) dan keluaran (discharge). *Casing* ini memiliki *vent* dan drain yang berguna untuk melepas udara atau gas yang terjebak dalam *casing* selain untuk juga berguna perawatannya.

Gambar ilustrasi di bawah ini merupakan diagram sederhana daripada pompa sentrifugal yang menunjukkan lokasi dari *suction* pompa, *impeller*, *volute* dan *discharge*. *Casing* pompa sentrifugal menuntun aliran suatu cairan dari saluran *suction* menuju mata (*eye*) *impeller*. *Vanes* dari *impeller* yang berputar meneruskan dan memberikan gaya putar sentrifugal kepada cairan ini sehingga cairan bergerak menuju keluar *impeller* dengan kecepatan tinggi. Cairan tersebut kemudian sampai dan mengumpul pada bagian terluar *casing* yaitu *volute*. *Volute* ini merupakan area atau saluran melengkung yang semakin lama semakin membesar ukurannya, dan seperti halnya *diffusor*, *volute* berperan besar dalam hal peningkatan tekanan cairan saat keluar dari pompa, merubah energi kecepatan menjadi tekanan. Setelah itu liquid keluar dari pompa melalui saluran *discharge*.



Gambar 2.12 Pompa Sentrifugal

Pompa Sentrifugal juga bisa dibuat dengan dua *volute*. Pompa semacam ini biasa disebut *double volute pumps*, dimana *discharge*-nya berbeda posisi 180°. Untuk aplikasinya bisa meminimaliskan gaya radial yang mengenai poros dan bantalan sehubungan dengan ketidakseimbangan tekanan di sekitar *impeller*. Perbandingan antara *single* dan *double volute* sentrifugal bisa dilihat di bawah ini:



Gambar 2.13 *Double volute* dan *single volute*

2.5.2. Pompa magnetik

Cara kerja pompa ini adalah tergantung dari kerja langsung sebuah medan magnet *padiedia ferromagnetic* yang dialirkan, oleh karena itu penggunaan dari pompa ini sangat terbatas pada cairan metal. Pada pompa penggerak magnetik, rotor pompa terpasang secara magnetik ke motor.

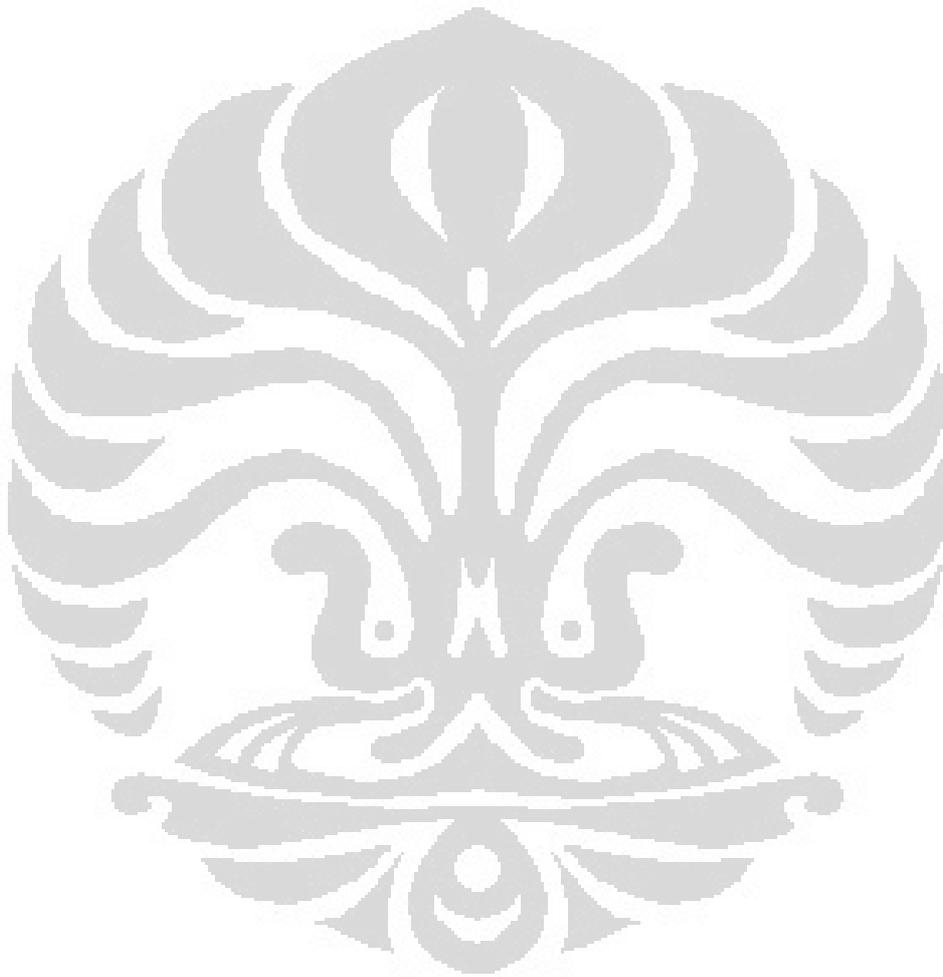
Keunggulan

1. Tidak ada kebocoran
2. Tidak ada liquid berharga yang hilang
3. Tingkat kebisingan yang sangat rendah
4. Dapat meng-*handle* liquid dengan *toxiety rating* 0 s/d 4
5. *External piping* sangat sedikit

Kelemahan

1. Tidak dapat meng-*handle* liquid yang mengandung *slurry/dirty liquid*

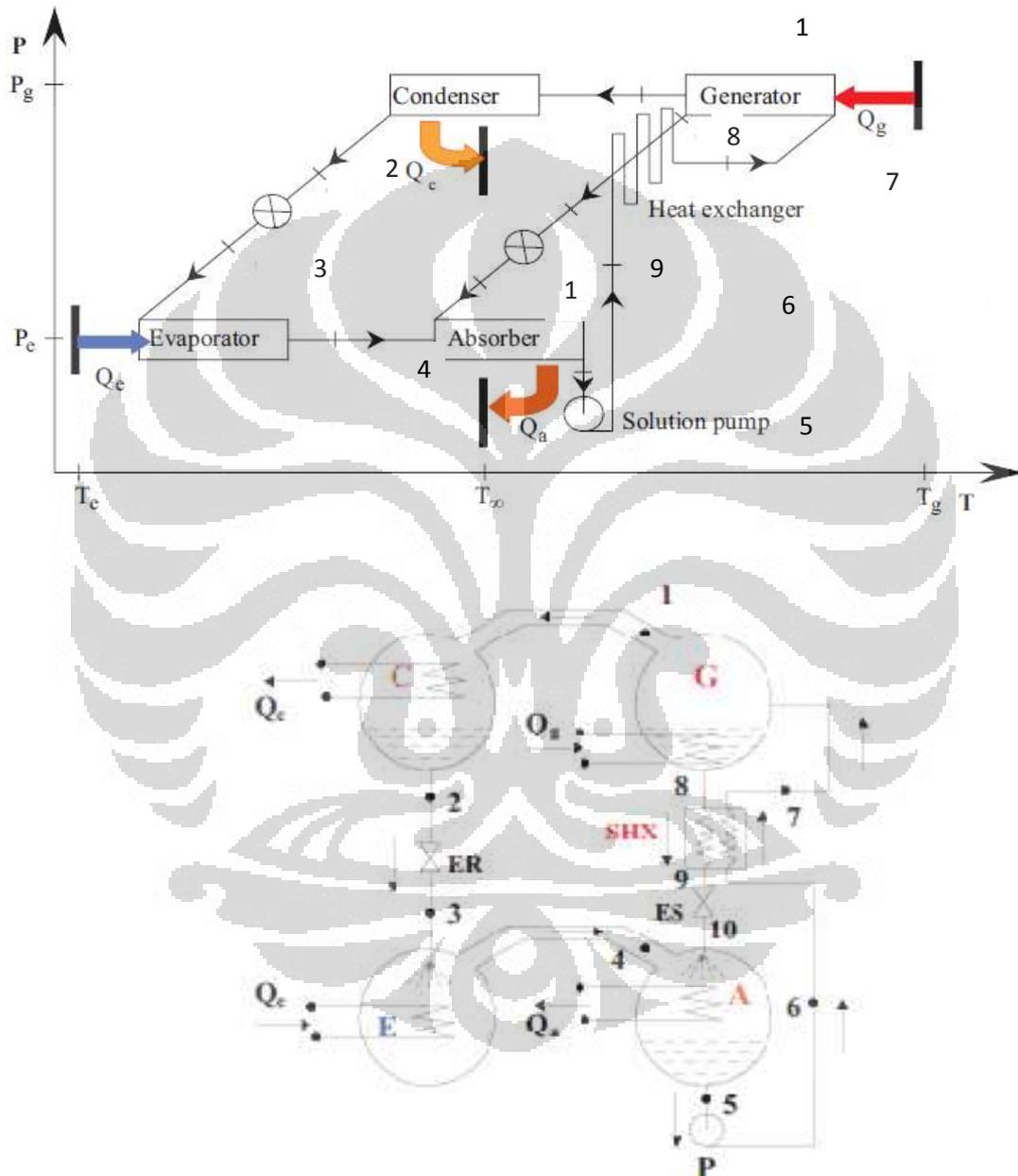
2. Servis temperatur relatif lebih rendah
3. Tidak dapat meng-*handle* liquid yang dapat mengeras
4. *Viscous* liquid harus lebih kecil daripada 200 cP



BAB III

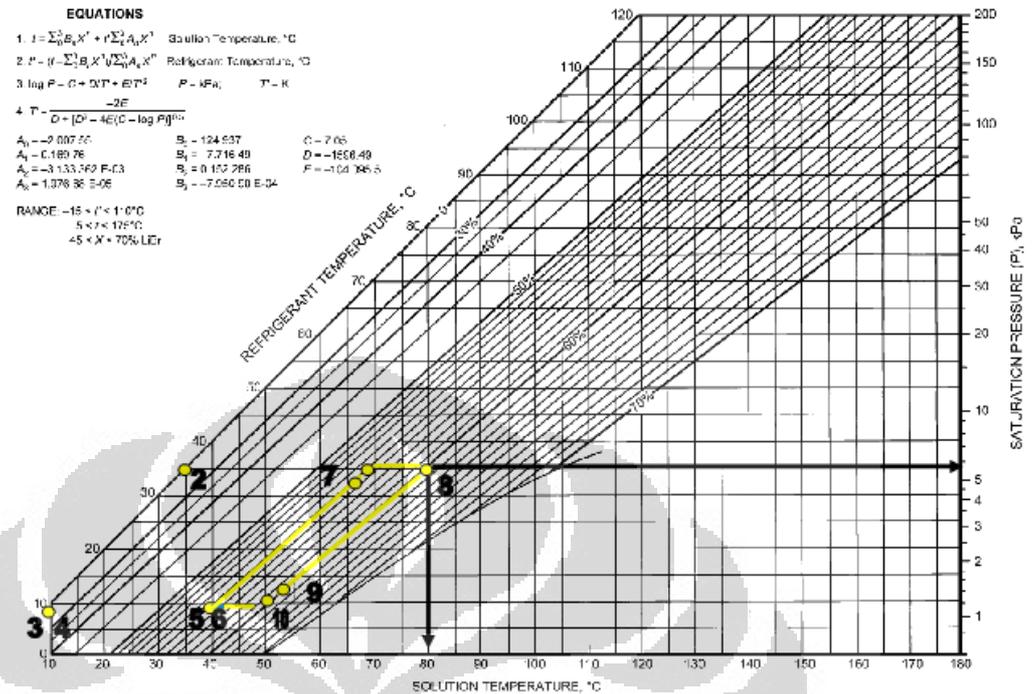
PERANCANGAN

3.1. Skematik Perancangan



Gambar 3.1 Skematik rancangan sistem refrigerasi absorpsi

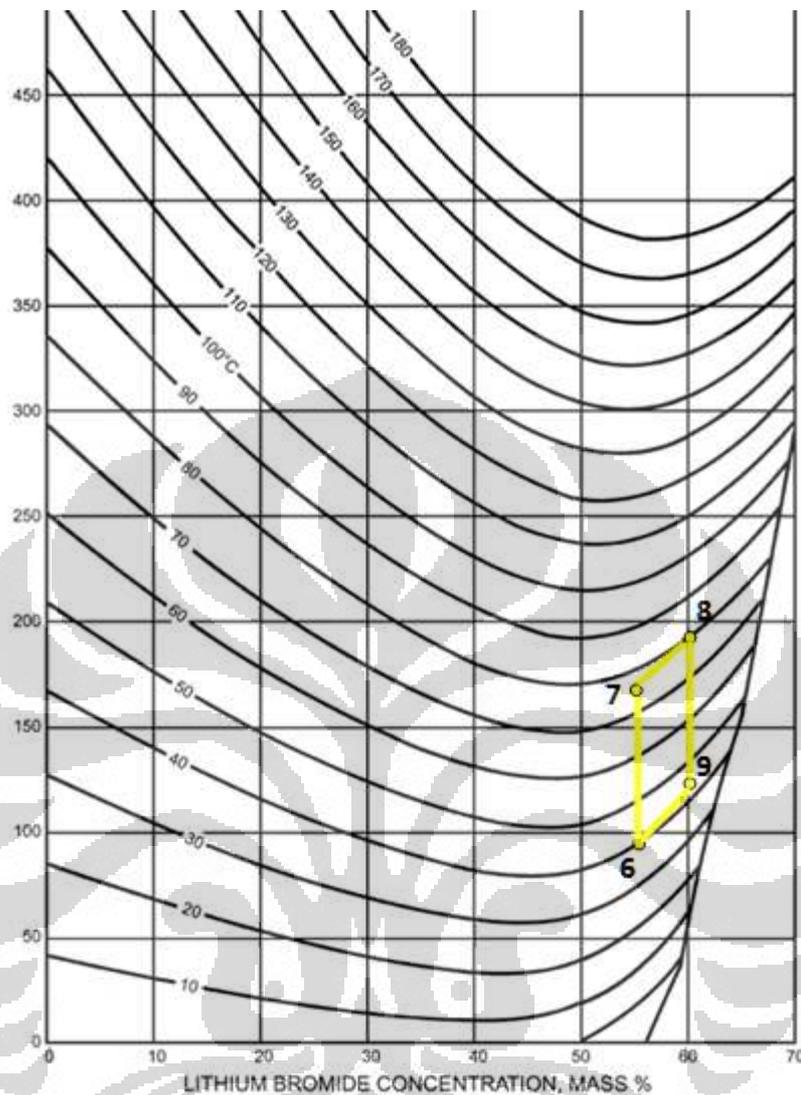
3.1.1. Duhring Plot



Gambar 3.2 Duhring plot

Pada gambar *duhring plot* di atas dapat dilihat bahwa daerah di titik paling kiri di nomor 2,3 dan 4 merupakan daerah *refrigerant (pure water)*. Dan di daerah pada titik nomor 5,6 dan 7 merupakan daerah *weak solution* pada konsentrasi 55%. Sedangkan pada daerah di titik nomor 8,9 dan 10 merupakan daerah *strong solution* 60%.

3.1.2. Enthalpy Plot pada daerah LiBr solution



Gambar 3.3 Enthalpy plot

Pada gambar di atas merupakan gambar hubungan antara konsentrasi LiBr solution dengan enthalpy. Dimana pada enthalpy plot tersebut dapat diketahui nilai enthalpy di setiap titik pada daerah LiBr solution.

3.1.3. Perhitungan Termodinamika

Kondisi rancangan :

- Kapasitas refrigerasi : 1 TR (*ton of refrigeration*) = 3.52 kW
- Temperatur evaporator : 8 °C ($P_{\text{sat}} = 1,073$ kPa)
- Temperatur kondensasi : 35 °C ($P_{\text{sat}} = 5,9275$ kPa)

- Temperatur keluar absorber : 40 °C
- Temperatur keluar generator : 80°C
- Konsentrasi larutan keluar absorber : 0.55
- Konsentrasi larutan keluar generator : 0.60
- *Solution Heat exchanger Effectiveness* : 90 %
- Kondisi *refrigerant* (air) keluar evaporator dan kondenser : *saturated*
- Kerapatan (density) larutan : 1.200 kg/m³

Ditentukan $T_{generator} = 80 \text{ }^\circ\text{C}$. Diasumsikan uap air yang keluar dari generator memiliki temperatur yang sama dengan larutan LiBr *strong solution* yang keluar dari generator.

Dirancang $T_{uap\ air} = 80 \text{ }^\circ\text{C}$, enthalpy uap air (*superheated*) :

$$h_{w,sup} = 2501 + 1.88 (T - T_{ref}) = 2501 + 1.88 (80 - 0) = 2651.4$$

$$T_{ref} = 0 \text{ }^\circ\text{C} \text{ (reference temperature)}$$

Dari definisi efektifitas campuran maka HX :

$$\epsilon_{HX} = [m_{SS}C_{p,SS}(T_8 - T_9)] / [m_{SS}C_{p,SS}(T_8 - T_6)] = 0.9 \quad (m_{SS} < m_{WS}) \dots\dots\dots(3.1)$$

$$T_8 - T_9 = 0.9 (T_8 - T_6)$$

$$0.1 T_8 = T_9 - 0.9 T_6$$

$$T_9 = 0.1 T_8 + 0.9 T_6 = 0.1(80) + 0.9 (40) = 44 \text{ }^\circ\text{C}$$

Tabel berikut merupakan variasi data termodinamika yang dihasilkan dari properties *refrigerant* dan larutan LiBr :

Tabel 3.1 Data termodinamika setiap titik

STATE POINT	TEMPERATURE (°C)	PRESSURE (mbar)	MASS FRACTION, ξ	ENTHALPY (kJ/kg)
1	80	59.275	-	2651,4
2	35	59.275	-	146,65

3	8	10.73	-	146,65
4	8	10.73	-	2516,04
5	40	10.73	0.55	93,64847
6	40	59.275	0.55	93,6485
7	76	59.275	0.55	157,321
8	80	59.275	0.60	192,882419
9	44	59.275	0.60	123,4215
10	44	10.73	0.60	123,4215

Enthalpy dari uap air *superheated* (h) dihasilkan dengan menggunakan persamaan :

$$h_v = 2501 + 1.88 t, \text{ dimana } h_v \text{ dalam kJ/kg dan } t \text{ dalam } ^\circ\text{C} \dots\dots\dots(3.2)$$

Enthalpy dari *weak solution* yang keluar dari generator dihasilkan dari persamaan kesetimbangan energi :

$$m_{WS}(h_7-h_6) = m_{SS}(h_8-h_9)$$

$$h_7 = h_6 + m_{SS}(h_8-h_9)/m_{WS} = 157,321 \text{ kJ/kg}$$

a) Laju alir massa *refrigerant*, $m = Q_e/(h_4-h_3) = 0,001486 \text{ kg/s}$

- Circulation ratio, $\lambda = m_{SS}/m = \xi_{WS}/(\xi_{SS} - \xi_{WS}) = 11$
- Laju alir massa larutan (*strong solution*), $m_{SS} = \lambda m = 0,016342 \text{ kg/s}$
- Laju alir massa larutan (*weak solution*), $m_{WS} = (\lambda + 1)m = 0,017827 \text{ kg/s}$

b) Laju alir kalor :

- Evaporator: $Q_e = 3.52 \text{ kW}$ (input data)
- Absorber:

$$Q_a = mh_4 + m_{SS}h_{10} - m_{WS}h_5 = 4,085284 \text{ kW}$$

- Generator:

$$Q_g = mh_1 + m_{SS}h_8 - m_{WS}h_7 = 4.286376 \text{ kW}$$

- Kondenser:

$$Q_c = m(h_1 - h_2) = 3.721093 \text{ kW}$$

- *Solution heat exchanger:*

$$Q_{SHX} = 1.1351136 \text{ kW}$$

c) Sistem COP (*neglecting pump work*) = $Q_e/Q_g = 0.82120648$

Second law efficiency = COP/COP_{Carnot}

$$\text{COP}_{\text{Carnot}} = [T_e/(T_c - T_e)][(T_g - T_a)/T_g] = 1.179437968$$

Second law efficiency = 0.696269323

- d) Daya pompa larutan (*assuming the solution to be incompressible*)

$$W_P = v_{\text{sol}}(P_6 - P_5) = (P_6 - P_5)/\rho_{\text{sol}} = (95.944 - 10.73) \cdot 10^{-1}/1200 = 0.004045 \text{ kW}$$

- e) Temperatur *strong solution* masuk generator

$$\epsilon_{HX} = \frac{(T_7 - T_6)}{(T_8 - T_6)} = \frac{(76 - 40)}{(80 - 40)} = 76^\circ\text{C}$$

- f) Laju alir kalor sistem (Q_{sistem})

Dari gambar 3.1 dapat dilihat kesetimbangan kalor dari sistem yaitu :

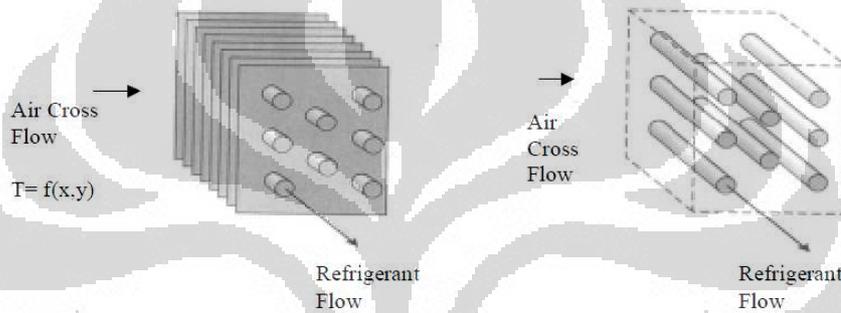
$$Q_{\text{sistem}} = Q_g + Q_a + Q_e + Q_c = 4,28 + (-4,08) + 3,52 + (-3,72) = 0$$

Dari perhitungan diatas, dapat dikatakan bahwa sistem yang dirancang memiliki kesetimbangan energi (Energi balance = 0)

3.2. Perancangan *Heat exchanger*

3.2.1. Kondenser

Pada kondenser jenis *heat exchanger* yang digunakan adalah *continuous fin on tube array* seperti yang terlihat pada gambar di bawah. Kondenser berfungsi untuk mengkondensasikan uap air yang keluar dari generator yang memiliki suhu 80°C, dikondensasikan dan berubah fase menjadi air dengan suhu 35°C. Berikut ini merupakan perhitungan *desain* kondenser.



Gambar 3.4 *Continuous fin on tube array heat exchanger*

a. *Air side heat transfer coefficient (ho)*

Pada kondenser, terdapat fan yang berfungsi untuk menghembuskan udara untuk mengkondensasi uap air. Pada rancangan kondenser ini dianggap suhu udara (*fresh air*) yang dihembuskan adalah 30°C.

Perhitungan *air side heat transfer coefficient (ho)* (*Handbook of Heat Transfer*, 1998) :

$$j_s = 0.14 \text{Re}_d^{-0.328} (X_1/X_2)^{-0.502} (s/d_o)^{0.031} \dots\dots\dots(3.3)$$

Diketahui *properties fresh air* yaitu :

- $\rho = 1.16 \text{ kg/m}^3$
- $\text{Pr} = 0.712$
- $\text{Cp} = 1006 \text{ J/kg.K}$
- $\mu = 184 \times 10^{-7} \text{ Ns/m}^2$

Maka :

$$\text{Re} = \frac{\rho v D}{\mu} = \frac{1.16 \times 3 \times 0.01}{184.6 \times 10^{-7}} = 1885.15$$

-
- $X_L = 2.175$ cm
- $X_T = 2.425$ cm
- $s = 0.0021$ m
- $Do = 0.01$ m

$$j_4 = 0.14 \times 1885.15^{-0.328} \times (2.175 / 2.425)^{-0.502} \times (0.0021 / 0.01)^{0.031} = 0.0106$$

Karena kondenser yang digunakan memiliki 3 *row*, maka $N = 3$. Berdasarkan persamaan dibawah ini :

$$\frac{j_N}{j_4} = 0.991 [2.24 \text{Re}_d^{-0.092} (N/4)^{-0.031}]^{0.607(4-N)} \dots \dots \dots (3.4)$$

Maka nilai *colburn* faktornya yaitu :

$$j_3 = 0.0106 \times 0.991 [2.24 \times 1885.15^{-0.092} (3/4)^{-0.031}]^{0.607(4-3)} = 0.01135$$

Diketahui pula hubungan persamaan *colburn faktor* dengan *stanton number* :

$$j = \text{St} \text{Pr}^{2/3} = (\text{Nu} \text{Pr}^{-1/3}) / \text{Re}$$

$$\text{St} = \frac{h}{G c_p} \quad G = \frac{\dot{m}}{A} = \rho \cdot V$$

Maka, *air side transfer coefficient* (h_o) didapat yaitu :

$$h_o = \frac{j \cdot c_p \cdot G}{\text{Pr}^{2/3}} = \frac{0.01135 \times 1006 \times (1.16 \times 3)}{0.712^{2/3}} = 49.835 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

b. *Condensation heat transfer coefficient* (h_i)

Karena aliran dalam *tube* di dalam *tube* berbentuk *annular*, maka persamaan yang digunakan untuk menghitung *condensation heat transfer coefficient* berdasarkan persamaan di bawah ini (*Handbook of Heat Transfer*, 1998) :

Annular flow*
(Film condensation)

$$h_{loc} = h_i \left[(1-x)^{0.8} + \frac{3.8x^{0.76}(1-x)^{0.04}}{(p/p_c)^{0.38}} \right]$$

where $h_i = 0.023 \frac{k_i}{d_i} Re_i^{0.8} Pr_i^{0.4}$

$$Re_i = \frac{Gd_i}{\mu_i}, \quad G = \text{total mass velocity (all liquid)}$$

$$100 \leq Re_i \leq 63,000$$

$$0 \leq x \leq 1 \quad 1 \leq Pr_i \leq 13$$

Mengintegrasikan persamaan di atas terhadap x dengan nilai x antara 0-1:

$$\bar{h}_{TPM} = \frac{\bar{h}_L}{(x_e - x_i)} \left[\frac{-(1-x)^{0.8}}{1.8} + \frac{3.8}{p_r^{0.37}} \left(\frac{x^{1.76}}{1.76} - \frac{0.04x^{2.76}}{2.76} \right) \right]_{x_i}^{x_e}$$

$$\bar{h}_{TPM} = \bar{h}_L \left(0.55 + \frac{2.09}{p_r^{0.38}} \right) \dots \dots \dots (3.5)$$

Dimana :

- $k_i = 0.02315 \text{ W/m.K}$
- $d_i = 0.009 \text{ m}$
- $Re_i = \frac{4\dot{m}}{3.14d_i\mu}$
- $\dot{m} = 0.001486 \text{ kg/s}$
- $\mu = 11.18 \times 10^{-6} \text{ N.s/m}^2$
- $Pr_i(\text{prandtl}) = 0.946$
- $Re_i = \frac{4 \times 0.001486}{3.14 \times 0.009 \times 11.18 \times 10^{-6}} = 18813.3$

Maka,

$$h_i = 0.023 \frac{0.02315}{0.009} 18813.29388^{0.8} 0.946^{0.4} = 152.1 \text{ W/m}^2.\text{K}$$

Selanjutnya berdasarkan persamaan diatas $h_{TPM} = h_i = \text{condensation heat transfer coefficient}$, yaitu :

$$\bar{h}_{TPM} = \bar{h}_L \left(0.55 + \frac{2.09}{p_r^{0.38}} \right)$$

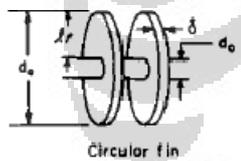
Dimana :

- $P_C = 22058452.5 \text{ Pa}$
- $P = 5927.5 \text{ Pa}$
- $\text{Pr}(\text{reduce pressure}) = \frac{P}{P_C}$
- $\text{Pr}(\text{reduce pressure}) = 0.000268718$

$$\bar{h}_{TPM} = 152.1 \left(0.55 + \frac{2.09}{0.000268718^{0.38}} \right) = 7310.9 \text{ W/m}^2\text{K}$$

c. Efisiensi *fin*

Karena jenis *fin* yang digunakan pada kondenser adalah *continuous fin*, maka perhitungan efisiensi *fin* dapat disederhanakan menjadi bentuk *circular fin* pada *single tube* (*Handbook of Heat Transfer*, 1998).



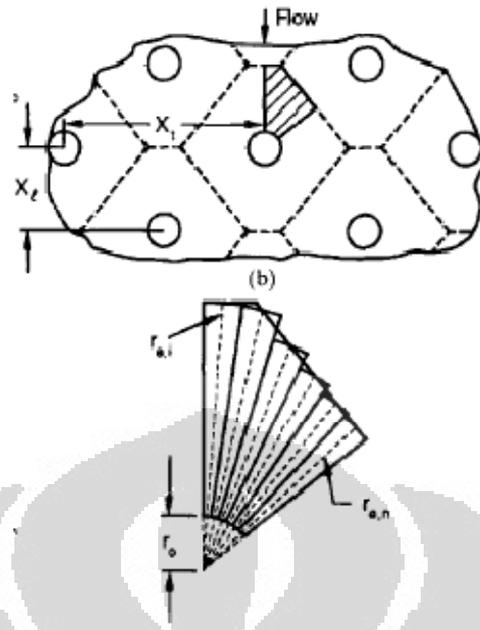
$$\eta_f = \begin{cases} a(m\ell_c)^{-b} & \text{for } \Phi > 0.6 + 2.257(r^*)^{-0.445} \\ \frac{\tanh \Phi}{\Phi} & \text{for } \Phi \leq 0.6 + 2.257(r^*)^{-0.445} \end{cases}$$

$$a = (r^*)^{-0.246} \quad \Phi = m\ell_c(r^*)^n \quad n = \exp(0.13m\ell_c - 1.3863)$$

$$b = \begin{cases} 0.9107 + 0.0893r^* & \text{for } r^* \leq 2 \\ 0.9706 + 0.17125 \ln r^* & \text{for } r^* > 2 \end{cases}$$

$$m = \left(\frac{2h}{k_f\delta} \right)^{1/2} \quad \ell_c = \ell_f + \frac{\delta}{2} \quad r^* = \frac{d_c}{d_o}$$

Dimana jari-jari *fin* pada *single tube fin* didapat dari jarak titik pusat dari beberapa sektor, dapat dilihat dari gambar berikut



Gambar 3.5 Jari-jari ekuivalen

Setelah didapat jari-jari *equivalen*, maka data-data yang diketahui yaitu :

- d_e : 0.034 m
- d_o : 0.01 m
- l_f : 0.012 m
- δ (tebal *fin*) : 0.00002 m
- $k_f = 401 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$

Maka :

- $m = \left(\frac{2h_o}{k_f \delta} \right)^{1/2} = \left(\frac{2 \times 49.835}{401 \times 0.00002} \right)^{1/2} = 111.48$
- $l_e = l_f + \frac{\delta}{2} = 0.012 + \frac{0.00002}{2} = 0.10201$
- $r^* = \frac{d_e}{d_o} = \frac{0.034}{0.01} = 3.4$
- Untuk $r^* > 2$,
 $b = 0.9706 + 0.17125 \ln r^* = 0.9706 + 0.17125 \ln (3.4) = 1.18$
- $a = (r^*)^{-0.246} = (3.4)^{-0.246} = 0.74$
- $n = \exp(0.13ml_e - 1.3863) = \exp(0.13 \times 111.48 \times 0.012 - 1.3863) = 0.29$

- $\phi = ml_e (r^*)^n = 111.48 \times 0.012 (3.4)^{0.29} = 1.92$
- $0.6 + 2.257 (r^*)^{-0.445} = 0.6 + 2.257 (3.4)^{-0.445} = 1.909$
-
- Untuk $\phi > 0.6 + 2.257 (r^*)^{-0.445}$,
 $\eta_f = a (ml_e)^{-b} = 0.74 (111.48 \times 0.012)^{-1.18} = 0.52$

Setelah itu dicari nilai h_o setelah diberi faktor efisiensi fin :

- $A_o = \text{luas permukaan } 0.3 \text{ meter tube} = \pi \cdot D \cdot L = 3.14 \times 0.01 \times 0.3 = 0.0092 \text{ m}^2$
- $A_d = \text{luas permukaan } 0.3 \text{ meter tube yang tidak tertutup fin}$
 $A_d = A_o - 0.3bN_m = 0.0092 (1 - (152 \times 0.0002)) = 0.0085 \text{ m}^2$
- $A_f = \text{luas permukaan fin sepanjang 1 meter tube}$
 $A_f = \pi \cdot 2 \cdot N_m (D_b^2 - D_o^2) / 4 = 3.14 \times 2 \times 152 (0.034^2 - 0.01^2) / 4 = 0.253 \text{ m}^2$

Maka nilai nilai $h_o' = h_o (A_d + \Omega A_f) / A_o = 49.83 \times \frac{(0.008 + (0.52 \times 0.252))}{0.00942} = 746.9$
 $\text{W/m}^2\text{K}$

d. Temperatur LMTD

$$\text{Temperatur LMTD} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \left(\frac{T_2}{T_1} \right)} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{T_1}{T_2} \right)}$$

Diketahui :

- *Crossflow*
- $\Delta T_2 = T_{h2} - T_{c1} = 35 - 30 = 5^\circ\text{C}$
- $\Delta T_1 = T_{h1} - T_{c2} = 80 - 47.35 = 32.6^\circ\text{C}$

Maka,

$$\text{Temperatur LMTD} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{T_1}{T_2}\right)} = \frac{32.6 - 5}{\ln\left(\frac{32.6}{5}\right)} = 14.73^\circ\text{C}$$

e. Overall heat transfer coefficient

$$U = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_{od}} + \frac{d_o \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2k} + \left(\frac{d_o}{d_i} \times \frac{1}{h_{id}}\right) + \left(\frac{d_o}{d_i} \times \frac{1}{h_i}\right)$$

Diketahui :

- h_o (outside heat transfer coefficient) : $746.9 \text{ W/m}^2\text{K}$
- h_i (inside heat transfer coefficient) : $7310.9 \text{ W/m}^2\text{K}$
- h_{od} (outside fouling faktor) : $1 \text{ m}^2\cdot\text{K/W}$
- h_{id} (inside fouling faktor) : $0.001 \text{ m}^2\cdot\text{K/W}$
- d_o (outside diameter) : 0.01 m
- d_i (inside diameter) : 0.009 m
- k (konduktifitas termal tembaga) : 401 W/mK

Maka,

$$\begin{aligned} U &= \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_{od}} + \frac{d_o \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2k} + \left(\frac{d_o}{d_i} \times \frac{1}{h_{id}}\right) + \left(\frac{d_o}{d_i} \times \frac{1}{h_i}\right) \\ &= \frac{1}{746.9} + \frac{1}{1} + \frac{0.01 \times \ln\left(\frac{0.01}{0.009}\right)}{2 \times 401} + \left(\frac{0.01}{0.009} \times \frac{1}{0.001}\right) + \left(\frac{0.01}{0.009} \times \frac{1}{7310.9}\right) \\ &= 677.1 \text{ W/m}^2\text{K} \end{aligned}$$

f. Luas permukaan perpindahan kalor di kondenser

$$Q = U \times A \times \Delta T_{LMTD}$$

$$\begin{aligned}
 A &= \frac{Q}{U \times \Delta T_{LMTD}} \\
 &= \frac{3721.1}{677.1 \times 14.73} \\
 &= 0.31 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

Luas diatas merupakan luas total *tube* pada kondenser.

g. Pressure drop

Pressure drop yang ada pada condenser merupakan akumulasi dari *pressure drop* yang disebabkan oleh fin dan *pressure drop* yang disebabkan oleh tube array.

$$\Delta p_{tot,ac} = \Delta p_{tubes} + \Delta p_{fin} \quad \dots\dots\dots(3.6)$$

❖ *Pressure drop* karena fin :

$$\Delta p_{fin} = f_{fin} v_m \frac{G_{max}^2 A_{fin}}{2 A_c} \quad \dots\dots\dots(3.7)$$

Dimana,

- $f_{fin} = 1.7 \text{Re}_l^{-0.5} = 1.7 \times \left(\frac{\rho V X_l}{\mu} \right)^{-0.5} = 1.7 \times \left(\frac{1.16 \times 3 \times 0.021725}{184.6 \times 10^{-7}} \right)^{-0.5} = 0.026$
- v (volum spesifik) = $\frac{1}{\rho} = \frac{1}{1.16} = 0.86 \text{ m}^3/\text{kg}$
- A_{fin} (luas *cross sectional fin*) = 0.0014 m^2
- A_c (luas *free section*) = 0.1385 m^2

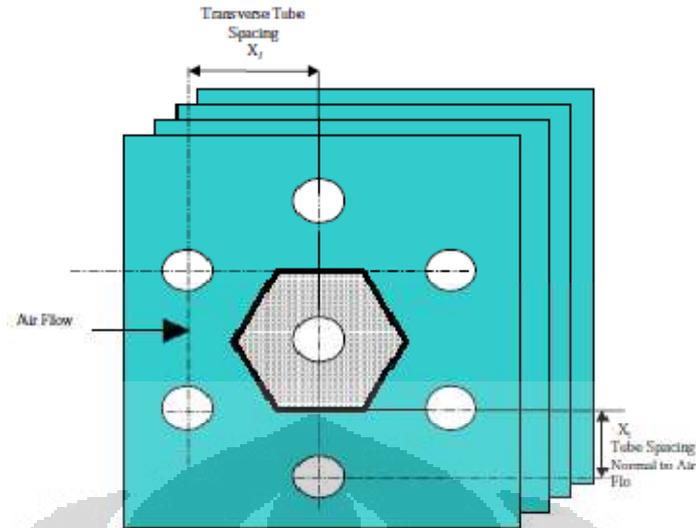
Maka,

$$\Delta p_{fin} = f_{fin} v_m \frac{G_{max}^2 A_{fin}}{2 A_c} = 0.026 \times 0.86 \times \left(\frac{3.48^2}{2} \right) \times \left(\frac{0.0014}{0.1385} \right) = 0.00142 \text{ Pa}$$

❖ *Pressure drop* karena tube array :

$$\Delta p_{tubes} = Eu \frac{G^2}{2\rho} z_c \quad \dots\dots\dots(3.8)$$

Dimana pertama dihitung,



Gambar 3.6 Transverse spacing dan normal air tube spacing

- a (rasio antara transverse spacing dengan diameter tube) =

$$a = \frac{X_t}{D} = \frac{0.02175}{0.01} = 2.1725$$

- b (rasio antara normal tube spacing dengan diameter tube) =

$$b = \frac{X_n}{D} = \frac{0.02425}{0.01} = 2.425$$

- $\frac{a}{b} = \frac{2.1725}{2.425} = 1.8$

- $Re_D = \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{1.16 \times 3 \times 0.01}{184.6 \times 10^{-7}} = 1885.15$

Maka berdasarkan persamaan :

$$Eu = q_{cst} + \frac{l_{cst}}{Re_D} + \frac{s_{cst}}{Re_D^2} + \frac{t_{cst}}{Re_D^3} + \frac{u}{Re_D^4} \dots\dots\dots(3.9)$$

Ditambahkan lagi dengan faktor koreksi berdasarkan persamaan :

$$Eu_{cor} = k_1 C_z Eu \dots\dots\dots(3.10)$$

Dimana,

- k_1 (koefisien koreksi yang digunakan karena bentuk *staggered tube banks* pada *heat exchanger* yang dirancang tidak berbentuk *equilateral*)
- C_z (koefisien koreksi yang digunakan karena jumlah row pada *heat exchanger* yang dirancang)

Didapatkan nilai-nilai koefisien persamaan 3.9 diatas didapatkan berdasarkan tabel dibawah ini yang diberi kolom hitam tebal :

Tabel 3.2 Koefisien untuk mencari Eu

a	Reynolds Number	q_{cst}	r_{cst}	s_{cst}	t_{cst}	u
1.25	$3 < Re_D < 10^3$	0.795	0.247×10^3	0.335×10^3	-0.155×10^4	0.241×10^4
	$10^3 < Re_D < 2 \times 10^6$	0.245	0.339×10^4	-0.984×10^7	0.132×10^{11}	-0.599×10^{13}
1.5	$3 < Re_D < 10^3$	0.683	0.111×10^3	-0.973×10^3	0.426×10^3	-0.574×10^3
	$10^3 < Re_D < 2 \times 10^6$	0.203	0.248×10^4	-0.758×10^7	0.104×10^{11}	-0.482×10^{13}
2.0	$7 < Re_D < 10^3$	0.713	0.448×10^2	-0.126×10^3	-0.582×10^3	0.000
	$10^3 < Re_D < 10^4$	0.343	0.303×10^3	-0.717×10^5	0.880×10^7	-0.380×10^9
	$10^4 < Re_D < 2 \times 10^6$	0.162	0.181×10^4	-0.792×10^6	-0.165×10^{12}	0.872×10^{16}
2.5	$10^2 < Re_D < 5 \times 10^3$	0.330	0.989×10^2	-0.148×10^5	0.192×10^7	0.862×10^8
	$5 \times 10^3 < Re_D < 2 \times 10^6$	0.119	0.848×10^4	-0.507×10^6	0.251×10^{12}	-0.463×10^{15}

Berdasarkan table diatas didapat nilai Eu berdasarkan persmaan 3.9 yaitu :

$$Eu = q_{cst} + \frac{r_{cst}}{Re_D} + \frac{s_{cst}}{Re_D^2} + \frac{t_{cst}}{Re_D^3} + \frac{u}{Re_D^4}$$

$$= 0.33 + \frac{0.989 \times 10^3}{1885.15} + \frac{-0.148 \times 10^5}{1885.15^2} + \frac{0.192 \times 10^7}{1885.15^3} + \frac{0.862 \times 10^8}{1885.15^4} = 0.37$$

Sedangkan untuk nilai koefisien-koefisien persamaan 3.10 didapatkan melalui persamaan didalam table yang diberi tanda kotak hitam yang ditebalkan :

Tabel 3.3 Persamaan untuk mendapatkan koefisien k_i

Re_D	a/b	k_1	
10^2	$1.25 < a/b < 3.5$	$k_1 = 0.93 \left(\frac{a}{b}\right)^{0.48}$	(5-16)
10^3	$0.5 < a/b < 3.5$	$k_1 = \left(\frac{a}{b}\right)^{-0.048}$	(5-17)
	$1.25 < a/b < 3.5$	$k_1 = 0.951 \left(\frac{a}{b}\right)^{0.284}$	(5-18)
10^4	$0.45 < a/b < 3.5$	$k_1 = 1.28 - \frac{0.708}{(a/b)} + \frac{0.55}{(a/b)^2} - \frac{0.113}{(a/b)^3}$	(5-19)
10^5	$0.45 < a/b < 3.5$	$k_1 = 2.016 - 1.675 \left(\frac{a}{b}\right) + 0.948 \left(\frac{a}{b}\right)^2$	(5-20)
10^6	$0.45 < a/b < 1.6$	$-0.234 \left(\frac{a}{b}\right)^3 + 0.021 \left(\frac{a}{b}\right)^4$	

Maka didapatkan nilai k_i ,

$$k_i = 0.951 \left(\frac{a}{b}\right)^{0.284} = 0.951 \times \left(\frac{2.1725}{2.425}\right)^{0.284} = 1.12$$

Selanjutnya untuk mencari C_z , berdasarkan persamaan :

$$C_x = \frac{1}{z} \sum_{z=1}^z c_x \dots\dots\dots(3.11)$$

Dimana nilai c_z tiap baris ke - n didapat berdasarkan table dibawah ini :

Tabel 3.4 Persamaan untuk mendapatkan koefisien c_z

Re _D	z	c_z
10	< 3	$c_z = 1.065 - \frac{0.18}{z - 0.297}$ (5-23)
10 ²	< 4	$c_z = 1.798 - \frac{3.497}{z + 1.273}$ (5-24)
10 ³	< 3	$c_z = 1.149 - \frac{0.411}{z - 0.412}$ (5-25)
10 ⁴	< 3	$c_z = 0.924 - \frac{0.269}{z + 0.143}$ (5-26)
> 10 ⁵	< 4	$c_z = 0.62 - \frac{1.467}{z + 0.667}$ (5-27)
For values of z greater than 4, $c_z = 1$		

Maka didapat nilai c_z pada tiap baris ke-n dengan mengacu pada persamaan diatas yaitu :

- (c_{z1}) c_z baris pertama : 0.45
- (c_{z2}) c_z baris ke dua : 0.89
- (c_{z3}) c_z baris ke tiga : 0.97

Sehingga didapatkan nilai C_z berdasarkan persamaan 3.11 yaitu :

$$C_z = \frac{c_{z1} + c_{z2} + c_{z3}}{3} = \frac{0.45 + 0.89 + 0.45}{3} = 0.77$$

Setelah didapat nilai-nilai untuk koreksi maka didapat nilai Eu_{cor} (persamaan 3.10) yaitu :

$$Eu_{cor} = k_i C_z Eu = 1.12 \times 0.77 \times 0.37 = 0.32$$

Maka didapat nilai *pressure drop* karena *tube array* (persamaan 3.8) yaitu :

$$\Delta p_{tubes} = Eu \frac{G^2}{2\rho} z = 0.32 \times \frac{3.48^2}{(2 \times 1.16)} \times 3 = 5.14 \text{ Pa}$$

Berasarkan nilai Δp_{tubes} dan Δp_{fin} maka didapatkan nilai pressure drop total yaitu :

$$\Delta p_{total} = \Delta p_{fin} + \Delta p_{tubes} = 0.0014 + 5.1453 = 5.1466 \text{ Pa}$$

3.2.2. Generator

Jenis *Heat exchanger* yang digunakan pada generator adalah *Helical coil Heat exchanger*. Dimana pada *helical coil* tersebut akan dialirkan air panas yang berfungsi untuk menguapkan air pada larutan Lithium Bromida 50%, karena kandungan air pada lithium bromida berkurang karena diuapkan, sehingga konsentrasi larutan Lithium Bromida menjadi 55%. Berikut ini merupakan perhitungan desain *helical coil* dimana air panas (90°) yang dialirkan di dalam *coil* memiliki *properties* sebagai berikut :

- \dot{m} : 0.1025 kg/s
- μ (viskositas) : 0.000338 Pa.s
- *Prandtl number* (Pr) : 2.05
- Konduktivitas termal (k) : 0.675 W/m.K

a. *Reynold number*

$$\begin{aligned} Re &= \frac{4\dot{m}}{\pi d \mu} = \frac{4 \times 0.1025}{\pi \times 0.009525 \times 0.000338} \\ &= 40575 \end{aligned}$$

b. *Critical Reynold number*

$$\begin{aligned} Re_{crit} &= 2300 \left[1 + 8.6 \left(\frac{d}{D} \right)^{0.45} \right] = 2300 \left[1 + 8.6 \left(\frac{0.009525}{0.194} \right)^{0.45} \right] \\ &= 7391 \end{aligned}$$

- ❖ Karena nilai *Reynold number* yang didapat lebih besar dari Re_{crit} dan juga lebih besar dari 22000, maka aliran yang terjadi pada *helical coil* adalah aliran

turbulen. Maka *heat transfer coefficient* yang didapat (Volker Gnielinski, 1986) yaitu :

c. Nusselt Number

$$Nu = \frac{(\zeta/8) \text{Re} \text{Pr}}{1 + 12.7 \sqrt{\zeta/8} (\text{Pr}^{2/3} - 1)} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_w} \right)^{0.14} \dots\dots\dots(3.12)$$

Dimana

$$\zeta = \left[\frac{0.3164}{\text{Re}^{0.25}} + 0.03 \left(\frac{d}{D} \right)^{0.5} \right] \left(\frac{\eta_w}{\eta} \right)^{0.27} = \left[\frac{0.3164}{40575^{0.25}} + 0.03 \left(\frac{0.009525}{0.194} \right)^{0.5} \right] \left(\frac{0.000363}{0.000338} \right)^{0.27}$$

$$= 0.03$$

Sehingga,

$$Nu = \frac{(0.03/8) 40575 \times 2.05}{1 + 12.7 \sqrt{0.03/8} (2.05^{2/3} - 1)} \left(\frac{2.05}{2.29} \right)^{0.14}$$

$$= 247.6$$

d. Heat transfer coefficient

$$Nu = \frac{hD}{k}$$

$$h/\alpha = \frac{Nu.k}{D} = \frac{204.96 \times 0.675}{0.009525}$$

$$= 17533.6 \text{ W/m}^2\text{.K}$$

e. Temperatur LMTD (ΔT_{LMTD})

$$\text{TemperaturLMTD} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right)} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{T_1}{T_2}\right)}$$

Diketahui :

- *Crossflow*
- $\Delta T_2 = T_{h2} - T_{c1} = 77 - 76 = 1^\circ\text{C}$
- $\Delta T_1 = T_{h1} - T_{c2} = 90 - 80 = 10^\circ\text{C}$

Maka,

$$\text{TemperaturLMTD} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{T_1}{T_2}\right)} = \frac{10 - 1}{\ln\left(\frac{10}{1}\right)} = 3.9^\circ\text{C}$$

f. Luas permukaan perpindahan kalor di generator

Berdasarkan persamaan dibawah ini :

$$T_{\text{out}} = T_{\text{in}} + \frac{\alpha A \Delta T_{\text{LM}}}{\dot{M} c_p}$$

$$Q = \alpha \times A \times \Delta T_{\text{LMTD}}$$

Maka, luas penampang dan panjang *coil* yaitu :

$$A = \frac{Q}{\alpha \times \Delta T_{\text{LMTD}}} = \frac{4286.37}{17533.6 \times 3.9} = 0.06 \text{ m}^2$$

$$L = \frac{A}{\pi D_i^2} = \frac{0.06}{\pi \times 0.01^2} = 2.09 \text{ m}$$

3.2.3. Evaporator

Sama seperti generator, jenis *heat exchanger* yang digunakan pada evaporator adalah *helical coil heat exchanger*. Evaporator memiliki fungsi yang sama dengan generator yaitu menguapkan sejumlah air. Hanya saja air yang mengalir di dalam *coil* tidaklah sepanas air yang dialirkan di generator. Air yang dialirkan pada *coil* di evaporator bersuhu sekitar 30°C. Karena tekanan pada evaporator yang sangat rendah maka tidak memerlukan suhu yang terlalu tinggi untuk menguapkan sejumlah air.

Berikut ini merupakan *properties* air (30°C) yang dialirkan pada *helical coil* di evaporator :

- \dot{m} : 0.105 kg/s
- μ (viskositas) : 0.000855 Pa.s
- *Prandtl number* (Pr) : 5.83
- Konduktivitas termal (k) : 0.613 W/m.K

a. Reynold number

$$\begin{aligned} Re &= \frac{4\dot{m}}{\pi d \mu} = \frac{4 \times 0.105}{\pi \times 0.009525 \times 0.000855} \\ &= 16465 \end{aligned}$$

b. Critical Reynold number

$$\begin{aligned} Re_{crit} &= 2300 \left[1 + 8.6 \left(\frac{d}{D} \right)^{0.45} \right] = 2300 \left[1 + 8.6 \left(\frac{0.009525}{0.194} \right)^{0.45} \right] \\ &= 7391 \end{aligned}$$

- ❖ Karena nilai *Reynold number* yang didapat lebih besar dari Re_{crit} dan juga lebih kecil dari 22000, maka aliran yang terjadi pada *helical coil* adalah aliran daerah transisi. Maka *heat transfer coefficient* yang didapat (*Volker Gnielinski*, 1986) yaitu :

c. Nusselt Number (Turbulen)

$$Nu_t = \frac{(\zeta/8) \text{Re} \text{Pr}}{1 + 12.7 \sqrt{\zeta/8} (\text{Pr}^{2/3} - 1)} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_w} \right)^{0.14} \dots\dots\dots(3.13)$$

Dimana

$$\zeta = \left[\frac{0.3164}{\text{Re}^{0.25}} + 0.03 \left(\frac{d}{D} \right)^{0.5} \right] \left(\frac{\eta_w}{\eta} \right)^{0.27} = \left[\frac{0.3164}{7391^{0.25}} + 0.03 \left(\frac{0.009525}{0.194} \right)^{0.5} \right] \left(\frac{0.001422}{0.000855} \right)^{0.27}$$

$$= 0.0374$$

Sehingga,

$$Nu_t = \frac{(0.0374/8) 7391 \times 2.05}{1 + 12.7 \sqrt{0.03/8} (5.83^{2/3} - 1)} \left(\frac{5.83}{10.26} \right)^{0.14}$$

$$= 194.5$$

d. Nusselt Number (Laminar)

$$Nu_t = 3.66 + 0.08 \left[1 + 0.8 \left[\frac{d}{D} \right]^{0.9} \right] \text{Re}^m \text{Pr}^{1/3} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_w} \right)^{0.14} \dots\dots\dots(3.14)$$

Dimana :

$$m = 0.5 + 0.2903(d/D)^{0.194} = 0.5 + 0.2903(0.09525/0.125)^{0.194}$$

$$= 0.676$$

Sehingga,

$$Nu_t = 3.66 + 0.08 \left[1 + 0.8 \left[\frac{0.09525}{0.125} \right]^{0.9} \right] 7391^{0.676} 5.83^{1/3} \left(\frac{5.83}{10.26} \right)^{0.14}$$

$$= 68.85$$

e. Nusselt Transition Region

$$Nu = \gamma Nu_i(\text{Re}_{crit}) + (1 - \gamma) Nu_i(\text{Re} = 2.2 \times 10^4) \dots\dots\dots(3.15)$$

Dimana :

$$\begin{aligned} \gamma &= \frac{(2.2 \times 10^4) - \text{Re}}{(2.2 \times 10^4) - \text{Re}_{crit}} = \frac{(2.2 \times 10^4) - 16465}{(2.2 \times 10^4) - 7391} \\ &= 0.879 \end{aligned}$$

Sehingga,

$$\begin{aligned} Nu &= (0.879 \times 68.85) + ((1 - 0.879) \times 194.5) \\ &= 84 \end{aligned}$$

f. Heat transfer coefficient

$$Nu = \frac{hD}{k}$$

$$\begin{aligned} h &= \frac{Nu \cdot k}{D} = \frac{84 \times 0.613}{0.009525} \\ &= 5404.06 \text{ W/m}^2\cdot\text{K} \end{aligned}$$

g. Temperatur LMTD (ΔT_{LMTD})

$$\text{Temperatur LMTD} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right)} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{T_1}{T_2}\right)}$$

Diketahui :

- *Crossflow*
- $\Delta T_2 = T_{h2} - T_{c1} = 15 - 8 = 7^\circ\text{C}$
- $\Delta T_1 = T_{h1} - T_{c2} = 28 - 8 = 20^\circ\text{C}$

Maka,

$$\text{Temperatur LMTD} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{T_1}{T_2}\right)} = \frac{20 - 7}{\ln\left(\frac{20}{7}\right)} = 12.38^\circ\text{C}$$

h. Luas permukaan perpindahan kalor di evaporator

Berdasarkan persamaan dibawah ini :

$$T_{\text{out}} = T_{\text{in}} + \frac{\alpha A \Delta T_{\text{LM}}}{\dot{M} c_p}$$

$$Q = \alpha \times A \times \Delta T_{\text{LMTD}}$$

Maka, luas penampang dan panjang *coil* yaitu :

$$A = \frac{Q}{\alpha \times \Delta T_{\text{LMTD}}} = \frac{3520}{5404 \times 12.38} = 0.05 \text{ m}^2$$

$$L = \frac{A}{\pi D_i^2} = \frac{0.05}{\pi \times 0.01^2} = 1.75 \text{ m}$$

3.2.4. Absorber

Absorber merupakan merupakan komponen yang berfungsi untuk penyerapan uap air oleh lithium bromida. Proses ini biasa terjadi karena sifat lithium bromida yang pekat dan sifat uap air yang encer, sehingga terjadi proses difusi antara uap air dan lithium bromida. Lithium bromida yang pada awalnya memiliki konsentrasi 55% turun menjadi 50% karena telah tercampur oleh uap air. Absorber digunakan untuk menurunkan suhu campuran antara uap air dan lithium bromida dari 44°C menjadi 40°C. Jenis *heat exchanger* yang digunakan untuk absorber adalah *continous fin on vertical bundle tube heat exchanger*.

a. Air side heat transfer coefficient (h_o)

Sama seperti kondenser, pada absorber terdapat fan yang berfungsi untuk menghembuskan udara untuk menkondensasi uap air. Pada rancangan absorber ini dianggap suhu udara (*fresh air*) yang dihembuskan adalah 30°C.

Perhitungan *air side heat transfer coefficient* (h_o) (*Handbook of Heat Transfer*, 1998) :

$$j_4 = 0.14 \text{Re}_d^{-0.328} (X_L/X_T)^{-0.502} (s/d_o)^{0.031} \dots\dots\dots(3.16)$$

Diketahui *properties fresh air* yaitu :

- $\rho = 1.16 \text{ kg/m}^3$
- $\text{Pr} = 0.712$
- $C_p = 1007 \text{ J/kg.K}$
- $\mu = 184.6 \times 10^{-7} \text{ Ns/m}^2$

Maka :

$$\bullet \text{Re} = \frac{\rho v D}{\mu} = \frac{1.16 \times 2 \times 0.01}{184.6 \times 10^{-7}} = 1256.7713$$

- $X_L = 2.1375 \text{ cm}$
- $X_T = 2.5 \text{ cm}$
- $s = 0.00169 \text{ m}$
- $D_o = 0.01 \text{ m}$

$$j_4 = 0.14 \times 1256.77^{-0.328} \times (2.5 / 2.1375)^{-0.502} \times (0.00169 / 0.01)^{0.031}$$

$$\text{Re} = \frac{\rho v D}{\mu} = \frac{1.16 \times 2 \times 0.01}{184.6 \times 10^{-7}} = 1256.7713$$

Diketahui pula hubungan persamaan *colburn faktor* dengan *stanton number* :

$$j = \text{St Pr}^{2/3} = (\text{Nu Pr}^{-1/3}) / \text{Re}$$

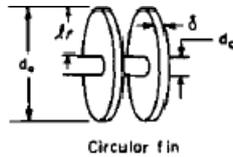
$$\text{St} = \frac{h}{G c_p} \quad G = \frac{\dot{m}}{A} = \rho \cdot V$$

Maka, *air side transfer coefficient* (h_o) didapat yaitu :

$$h_o = \frac{j \cdot c_p \cdot G}{\text{Pr}^{2/3}} = \frac{0.011683 \times 1007 \times (1.16 \times 2)}{0.712^{2/3}} = 34.23112965 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

b. Efisiensi *fin*

Karena jenis *fin* yang digunakan pada kondenser adalah *continuous fin*, maka perhitungan efisiensi *fin* dapat disederhanakan menjadi bentuk *circular fin* pada *single tube* (*Handbook of Heat Transfer*, 1998).



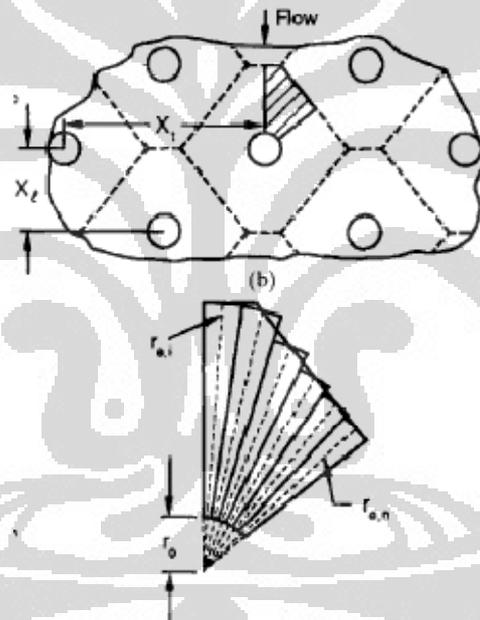
$$\eta_f = \begin{cases} a(m\ell_c)^{-b} & \text{for } \Phi > 0.6 + 2.257(r^*)^{-0.445} \\ \frac{\tanh \Phi}{\Phi} & \text{for } \Phi \leq 0.6 + 2.257(r^*)^{-0.445} \end{cases}$$

$$a = (r^*)^{-0.246} \quad \Phi = m\ell_c(r^*)^n \quad n = \exp(0.13m\ell_c - 1.3863)$$

$$b = \begin{cases} 0.9107 + 0.0893r^* & \text{for } r^* \leq 2 \\ 0.9706 + 0.17125 \ln r^* & \text{for } r^* > 2 \end{cases}$$

$$m = \left(\frac{2h}{k_f\delta}\right)^{1/2} \quad \ell_c = \ell_f + \frac{\delta}{2} \quad r^* = \frac{d_e}{d_o}$$

Dimana jari-jari *fin* pada *single tube fin* didapat dari jarak titik pusat dari beberapa sector, dapat dilihat dari gambar berikut



Gambar 3.7 Jari-jari ekuivalen

Setelah didapat jari-jari ekuivalen, maka data-data yang diketahui yaitu :

- d_e : 0.0334 m
- d_o : 0.01 m
- l_f : 0.0117 m
- δ (tebal *fin*) : 0.00002 m
- $k_f = 401 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$

Maka :

- $m = \left(\frac{2h_o}{k_f \delta} \right)^{1/2} = \left(\frac{2 \times 34.2311}{401 \times 0.00002} \right)^{1/2} = 92.3928$
- $l_e = l_f + \frac{\delta}{2} = 0.0117 + \frac{0.00002}{2} = 0.01171$
- $r^* = \frac{d_e}{d_o} = \frac{0.0334}{0.01} = 3.34$
- Untuk $r^* > 2$,
 $b = 0.9706 + 0.17125 \ln r^* = 0.9706 + 0.17125 \ln (3.34) = 1.177$
- $a = (r^*)^{-0.246} = (3.34)^{-0.246} = 0.74$
- $n = \exp(0.13ml_e - 1.3863) = \exp(0.13 \times 92.39 \times 0.01171 - 1.3863) = 0.288$
- $\phi = ml_e (r^*)^n = 92.39 \times 0.01171 (3.34)^{0.288} = 1.53$
- $0.6 + 2.257(r^*)^{-0.445} = 0.6 + 2.257(3.34)^{-0.445} = 1.919$
- Untuk $\phi < 0.6 + 2.257(r^*)^{-0.445}$,
 $\eta_f = \frac{\tanh \Phi}{\Phi} = \frac{\tanh 1.53}{1.53} = 0.5948$

Setelah itu dicari nilai h_o setelah diberi faktor efisiensi fin :

- $A_o =$ luas permukaan 0.25 meter *tube* $= \pi \cdot D \cdot L = 3.14 \times 0.01 \times 0.25 = 0.00785$ m²
- $A_d =$ luas permukaan 0.25 meter *tube* yang tidak tertutup *fin*
 $A_d = A_o - 0.25bN_m = 0.00785 - 0.25 \times 0.00002 \times 148 = 0.00711$ m²
- $A_f =$ luas permukaan *fin* sepanjang 1 meter *tube*
 $A_f = \pi \cdot 2 \cdot N_m (D_b^2 - D_o^2) / 4 = 3.14 \times 2 \times 148 (0.0167^2 - 0.005^2) / 4 = 0.235708$ m²

Maka nilai nilai

$$h_o' = h_o \left(A_d + \Omega A_f \right) / A_o = 34.23 \times \frac{(0.0071 + (0.5948 \times 0.236))}{0.00785} = 727.369 \text{ W/m}^2\text{K}$$

c. Intube heat transfer coefficient (h_i)

Fluida pada di dalam *tube* absorber adalah LiBr 55% yang memiliki temperature 44°C akan diturunkan temperaturnya menjadi 40°C. Berikut ini merupakan *properties* LiBr :

- $\rho = 997.45 \text{ kg/m}^3$
- $Pr = 13.84$
- $C_p = 1716.86 \text{ J/kg.K}$
- $\mu = 0.0047 \text{ Ns/m}^2$
- $k = 0.446 \text{ W/m.K}$

Pada perhitungan termodinamika didapat $\dot{m}_{\text{absorber}} = 0.017 \text{ kg/s}$, Bila di inginkan jumlah *tube* dari *heat exchanger* yang ingin dirancang adalah 32 *tube*, maka \dot{m} tiap *tube* yaitu :

$$\dot{m}_{\text{tiap tube}} = \frac{\dot{m}_{\text{absorber}}}{32} = \frac{0.017}{32} = 0.00055 \text{ kg/s}$$

Maka didapat nilai *Reynold number* pada tiap *tube* yaitu :

$$Re = \frac{4\dot{m}}{\pi D \mu} = \frac{4 \times 0.00055}{3.14 \times 0.009 \times 0.0047} = 21.9$$

Karena $Re < 21000$, maka aliran yang terjadi didalam *tube* adalah aliran laminar. Setelah didapat bahwa aliran dalam *tube* adalah laminar, maka dibawah ini merupakan perhitungan untuk mencari nilai koefisien *heat transfer* di dalam *tube* absorber.

Menentukan Graetz Number :

$$Gz^{-1} = \frac{x/D}{Re_D Pr} = \frac{0.25/0.009}{21.9 \times 13.89} = 0.09$$

Karena nilai $Gz^{-1} > 0.05$ maka sepanjang pipa akan terjadi *fully developed flow*. Tetapi karena nilai Gz^{-1} tidak terlalu besar, maka efek dari *entrance region* tetap akan berpengaruh.

Pada *tube* dirancang tidak ada perubahan *heat flux (constant heat flux)* dan aliran yang terjadi adalah kombinasi dari *entrance length* dan *fully developed*, maka persamaan yang digunakan (*Handbook of Heat Transfer*, 1998) yaitu :

$$Nu_{x_*} = \begin{cases} 3.302x_*^{-1/3} - 1.00 & x_* \leq 0.00005 \\ 1.302x_*^{-1/3} - 0.50 & 0.00005 < x_* < 0.0015 \\ 4.364 + 8.68(10^3 x_*)^{-0.506} e^{-41x_*} & x_* > 0.001 \end{cases}$$

Maka,

$$\begin{aligned} Nu &= 4.363 + 8.68(10^3 x_*)^{-0.506} e^{-41x_*} \\ &= 4.363 + 8.68(10^3 \times 0.04)^{-0.506} e^{-41 \times 0.04} \\ &= 4.38 \end{aligned}$$

$$h_i = \frac{Nu \times k}{D} = \frac{4.38 \times 0.446}{0.009} = 217.58 \text{ W/m}^2\text{K}$$

d. Temperatur LMTD

$$\text{Temperatur LMTD} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right)} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{T_1}{T_2}\right)}$$

Diketahui :

- *Crossflow*
- $\Delta T_2 = T_{h2} - T_{c1} = 40 - 30 = 10^\circ\text{C}$
- $\Delta T_1 = T_{h1} - T_{c2} = 44 - 43.52 = 0.47^\circ\text{C}$

Maka,

$$\text{Temperatur LMTD} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right)} = \frac{10 - 0.47}{\ln\left(\frac{10}{0.47}\right)} = 3.1^\circ\text{C}$$

e. Overall heat transfer coefficient

$$U = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_{od}} + \frac{d_o \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2k} + \left(\frac{d_o}{d_i} \times \frac{1}{h_{id}}\right) + \left(\frac{d_o}{d_i} \times \frac{1}{h_i}\right)$$

Diketahui :

- h_o (outside heat transfer coefficient) : $727.3 \text{ W/m}^2\text{K}$
- h_i (inside heat transfer coefficient) : $215.78 \text{ W/m}^2\text{K}$
- h_{od} (outside fouling faktor) : $1 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$
- h_{id} (inside fouling faktor) : $1 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$
- d_o (outside diameter) : 0.01 m
- d_i (inside diameter) : 0.009 m
- k (konduktifitas termal tembaga) : 401 W/mK

Maka,

$$\begin{aligned} U &= \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_{od}} + \frac{d_o \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2k} + \left(\frac{d_o}{d_i} \times \frac{1}{h_{id}}\right) + \left(\frac{d_o}{d_i} \times \frac{1}{h_i}\right) \\ &= \frac{1}{727.3} + \frac{1}{1} + \frac{0.01 \times \ln\left(\frac{0.01}{0.009}\right)}{2 \times 401} + \left(\frac{0.01}{0.009} \times \frac{1}{1}\right) + \left(\frac{0.01}{0.009} \times \frac{1}{215.78}\right) \\ &= 167.4 \text{ W/m}^2\text{K} \end{aligned}$$

f. Luas permukaan perpindahan kalor di absorber

$$Q = U \times A \times \Delta T_{LMTD}$$

$$A = \frac{Q}{U \times \Delta T_{LMTD}}$$

$$= \frac{122.3}{167.4 \times 3.1}$$

$$= 0.24 \text{ m}^2$$

Luas diatas merupakan luas total *tube* pada absorber.

g. Pressure drop

Sama seperti kondensor, *pressure drop* pada absorber merupakan akumulasi dari *pressure drop* yang disebabkan oleh fin dan *pressure drop* yang disebabkan oleh *tube array*.

$$\Delta p_{tot,ac} = \Delta p_{tubes} + \Delta p_{fin}$$

❖ *Pressure drop* karena fin :

$$\Delta p_{fin} = f_{fin} v_m \frac{G_{max}^2 A_{fin}}{2 A_c} \dots\dots\dots(3.17)$$

Dimana,

- $f_{fin} = 1.7 \text{Re}_l^{-0.5} = 1.7 \times \left(\frac{\rho V X_l}{\mu} \right)^{-0.5} = 1.7 \times \left(\frac{1.16 \times 2 \times 0.021375}{184.6 \times 10^{-7}} \right)^{-0.5} = 0.032$
- v (volum spesifik) $= \frac{1}{\rho} = \frac{1}{1.16} = 0.86 \text{ m}^3/\text{kg}$
- A_{fin} (luas *cross sectional fin*) $= 0.00059 \text{ m}^2$
- A_c (luas *free section*) $= 0.049 \text{ m}^2$

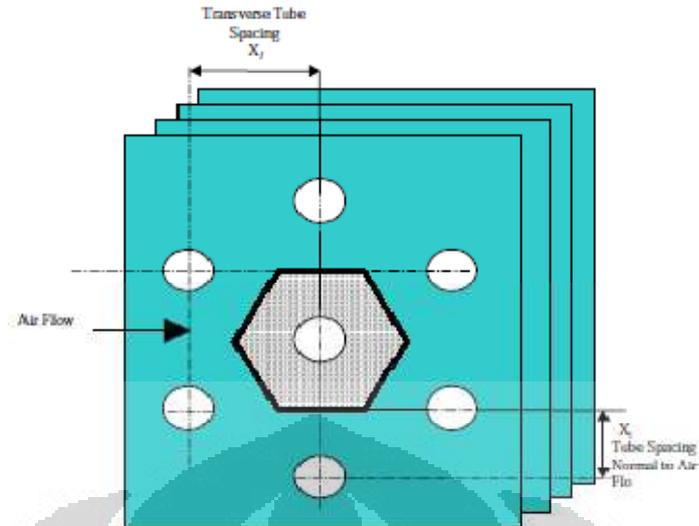
Maka,

$$\Delta p_{fin} = f_{fin} v_m \frac{G_{max}^2 A_{fin}}{2 A_c} = 0.032 \times 0.86 \times \left(\frac{2.32^2}{2} \right) \times \left(\frac{0.00059}{0.049} \right) = 0.0009 \text{ Pa}$$

❖ *Pressure drop* karena *tube array* :

$$\Delta p_{tubes} = Eu \frac{G^2}{2\rho} z \dots\dots\dots(3.18)$$

Dimana pertama dihitung,



Gambar 3.8 *Transverse spacing* dan *normal air tube spacing*

- a (rasio antara transverse spacing dengan diameter tube) =

$$a = \frac{X_t}{D} = \frac{0.02137}{0.01} = 2.13$$

- b (rasio antara normal tube spacing dengan diameter tube) =

$$b = \frac{X_l}{D} = \frac{0.0125}{0.01} = 1.25$$

- $\frac{a}{b} = \frac{2.13}{1.25} = 1.71$

- $Re_D = \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{1.16 \times 2 \times 0.01}{184.6 \times 10^{-7}} = 1256.77$

Maka berdasarkan persamaan :

$$Eu = q_{cst} + \frac{f_{cst}}{Re_D} + \frac{s_{cst}}{Re_D^2} + \frac{l_{cst}}{Re_D^3} + \frac{u}{Re_D^4} \dots \dots \dots (3.19)$$

Ditambahkan lagi dengan faktor koreksi berdasarkan persamaan :

$$Eu_{cor} = k_1 C_z Eu. \dots \dots \dots (3.20)$$

Dimana,

- k_1 (koefisien koreksi yang digunakan karena bentuk *staggered tube banks* pada *heat exchanger* yang dirancang tidak berbentuk *equilateral*)
- C_z (koefisien koreksi yang digunakan karena jumlah row pada *heat exchanger* yang dirancang)

Didapatkan nilai-nilai koefisien persamaan 3.8 diatas didapatkan berdasarkan tabel dibawah ini yang diberi kolom hitam tebal :

Tabel 3.5 Koefisien untuk mencari Eu

a	Reynolds Number	q_{cst}	r_{cst}	s_{cst}	t_{cst}	u
1.25	$3 < Re_D < 10^3$	0.795	0.247×10^3	0.335×10^3	-0.155×10^4	0.241×10^4
	$10^3 < Re_D < 2 \times 10^6$	0.245	0.339×10^4	-0.984×10^7	0.132×10^{11}	-0.599×10^{13}
1.5	$3 < Re_D < 10^3$	0.683	0.111×10^3	-0.973×10^3	0.426×10^3	-0.574×10^3
	$10^3 < Re_D < 2 \times 10^6$	0.203	0.248×10^4	-0.758×10^7	0.104×10^{11}	-0.482×10^{13}
2.0	$7 < Re_D < 10^3$	0.713	0.448×10^2	-0.126×10^3	-0.582×10^3	0.000
	$10^3 < Re_D < 10^4$	0.343	0.303×10^3	-0.717×10^5	0.880×10^7	-0.380×10^9
	$10^4 < Re_D < 2 \times 10^6$	0.162	0.181×10^4	-0.792×10^6	-0.165×10^{12}	0.872×10^{16}
2.5	$10^2 < Re_D < 5 \times 10^3$	0.330	0.989×10^2	-0.148×10^5	0.192×10^7	0.862×10^8
	$5 \times 10^3 < Re_D < 2 \times 10^6$	0.119	0.848×10^4	-0.507×10^6	0.251×10^{12}	-0.463×10^{13}

Berdasarkan table diatas didapat nilai Eu berdasarkan persmaan 3.19 yaitu :

$$Eu = q_{cst} + \frac{r_{cst}}{Re_D} + \frac{s_{cst}}{Re_D^2} + \frac{t_{cst}}{Re_D^3} + \frac{u}{Re_D^4}$$

$$= 0.33 + \frac{0.989 \times 10^3}{1256.77} + \frac{-0.148 \times 10^5}{1256.77^2} + \frac{0.192 \times 10^7}{1256.77^3} + \frac{0.862 \times 10^8}{1256.77^4} = 0.4$$

Sedangkan untuk nilai koefisien-koefisien persamaan 3.20 didapatkan melalui persamaan didalam table yang diberi tanda kotak hitam yang ditebalkan :

Tabel 3.6 Persamaan untuk mendapatkan koefisien k_i

Re_D	a/b	k_i	
10^2	$1.25 < a/b < 3.5$	$k_i = 0.93 \left(\frac{a}{b} \right)^{0.48}$	(5-16)
10^3	$0.5 < a/b < 3.5$	$k_i = \left(\frac{a}{b} \right)^{-0.048}$	(5-17)
	$1.25 < a/b < 3.5$	$k_i = 0.951 \left(\frac{a}{b} \right)^{0.284}$	(5-18)
10^4	$0.45 < a/b < 3.5$	$k_i = 1.28 - \frac{0.708}{(a/b)} + \frac{0.55}{(a/b)^2} - \frac{0.113}{(a/b)^3}$	(5-19)
10^5	$0.45 < a/b < 3.5$	$k_i = 2.016 - 1.675 \left(\frac{a}{b} \right) + 0.948 \left(\frac{a}{b} \right)^2$	(5-20)
10^6	$0.45 < a/b < 1.6$	$-0.234 \left(\frac{a}{b} \right)^3 + 0.021 \left(\frac{a}{b} \right)^4$	

Maka didapatkan nilai k_i ,

$$k_i = 0.951 \left(\frac{a}{b} \right)^{0.284} = 0.951 \times \left(\frac{2.1375}{1.25} \right)^{0.284} = 1.107$$

Selanjutnya untuk mencari C_z , berdasarkan persamaan :

$$C_z = \frac{1}{z} \sum_{z=1}^z c_z \dots \dots \dots (3.21)$$

Dimana nilai c_z tiap baris ke - n didapat berdasarkan table dibawah ini :

Tabel 3.7 Persamaan untuk mendapatkan koefisien c_z

Re_D	z	c_z
10	< 3	$c_z = 1.065 - \frac{0.18}{z - 0.297}$ (5-23)
10^2	< 4	$c_z = 1.798 - \frac{3.497}{z + 1.273}$ (5-24)
10^3	< 3	$c_z = 1.149 - \frac{0.411}{z - 0.412}$ (5-25)
10^4	< 3	$c_z = 0.924 - \frac{0.269}{z + 0.143}$ (5-26)
$> 10^5$	< 4	$c_z = 0.62 - \frac{1.467}{z + 0.667}$ (5-27)
For values of z greater than 4, $c_z = 1$		

Maka didapat nilai c_z pada tiap baris ke-n dengan mengacu pada persamaan diatas yaitu :

- (c_{z1}) c_z baris pertama : 0.45
- (c_{z2}) c_z baris ke dua : 0.89
- (c_{z3}) c_z baris ke tiga : 0.97
- (c_{z4}) c_z baris ke empat : 1

Sehingga didapatkan nilai C_z berdasarkan persamaan 3.21 yaitu :

$$C_z = \frac{c_{z1} + c_{z2} + c_{z3} + c_{z4}}{3} = \frac{0.45 + 0.89 + 0.45 + 1}{4} = 0.83$$

Setelah didapat nilai-nilai untuk koreksi maka didapat nilai Eu_{cor} (persamaan 3.20) yaitu :

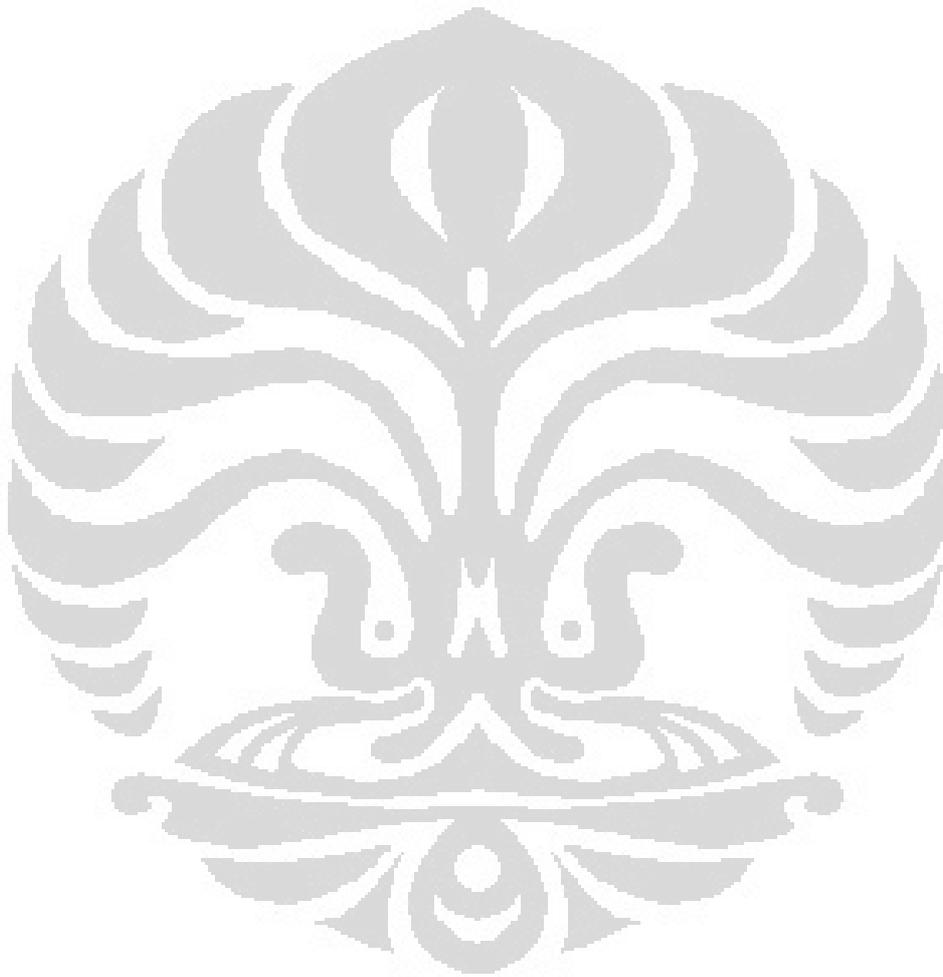
$$Eu_{cor} = k_i C_z Eu = 1.107 \times 0.83 \times 0.4 = 0.36$$

Maka didapat nilai *pressure drop* karena *tube array* (persamaan 3.18) yaitu :

$$\Delta p_{tubes} = Eu \frac{G^2}{2\rho} z = 0.32 \times \frac{3.48^2}{(2 \times 1.16)} \times 3 = 3.41 \text{ Pa}$$

Berasarkan nilai Δp_{tubes} dan Δp_{fin} maka didapatkan nilai pressure drop total yaitu :

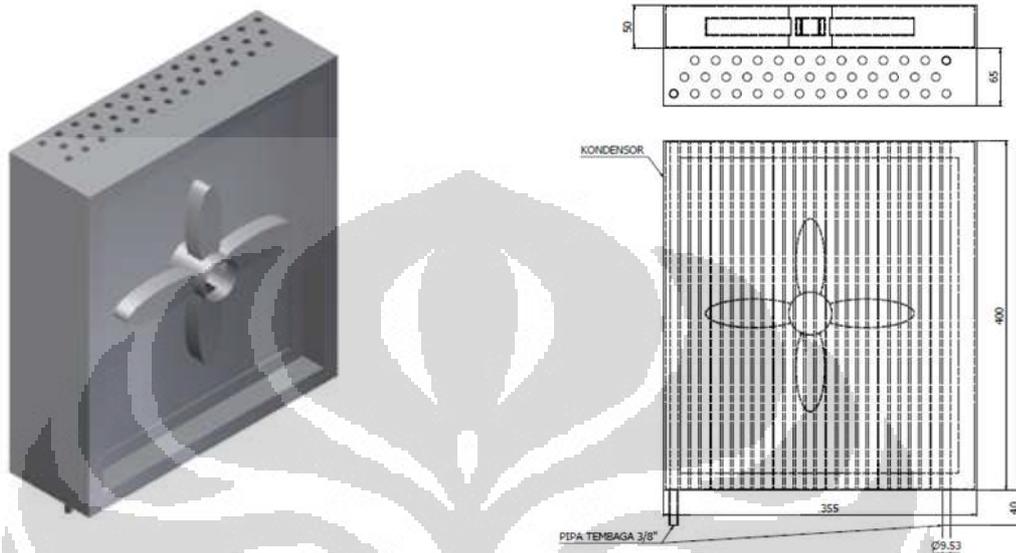
$$\Delta p_{total} = \Delta p_{fin} + \Delta p_{tubes} = 0.0009 + 3.4148 = 3.415 \text{ Pa}$$



BAB IV

HASIL RANCANGAN DAN PEMILIHAN KOMPONEN

4.1. Kondenser

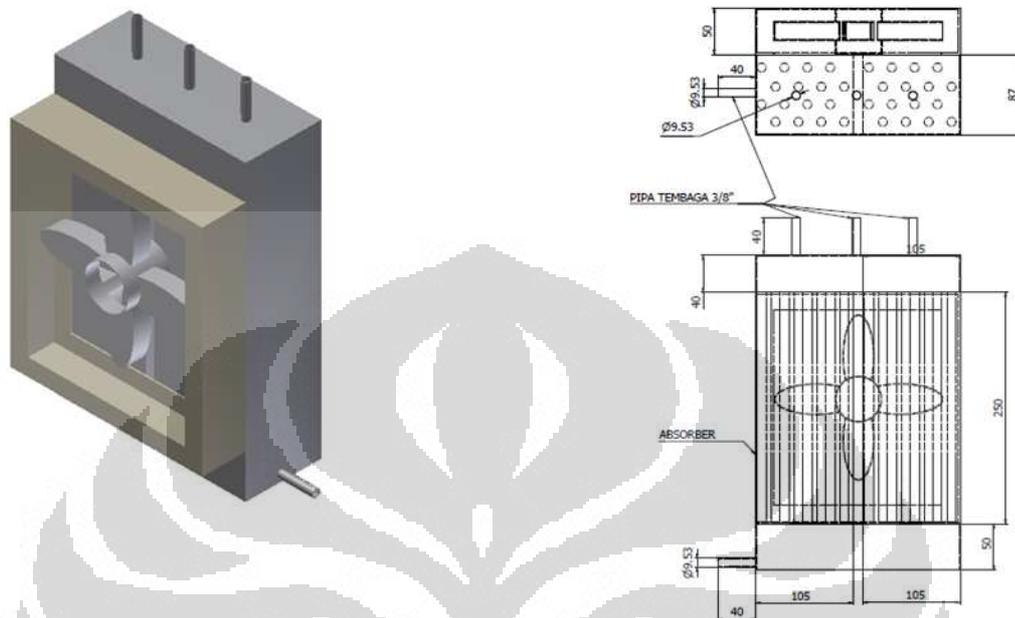


Gambar 4.1. Hasil rancangan kondenser

Spesifikasi :

- Dimensi luar kondenser : P x L x T = 355 x 400 x 65 mm
- Kapasitas fan : 400 CFM
- *Pressure drop* : 5.14 Pa (0.02 in.Water)
- Material *tube* : Tembaga
- Material *fin* : Alumunium
- Total jumlah *tube* : 32 *tube*
- Total panjang *tube* : 10.8 m
- Posisi *tube* : horizontal
- Diameter *tube* : 3/8 inch (9.53 mm)
- Jumlah *fin* per inch : 14
- Jumlah *row* : 3 row
- Q kondenser : 3.72 kW
- *Overall heat transfer coefficient (U)* : 677.1 W/m²K

4.2. Absorber

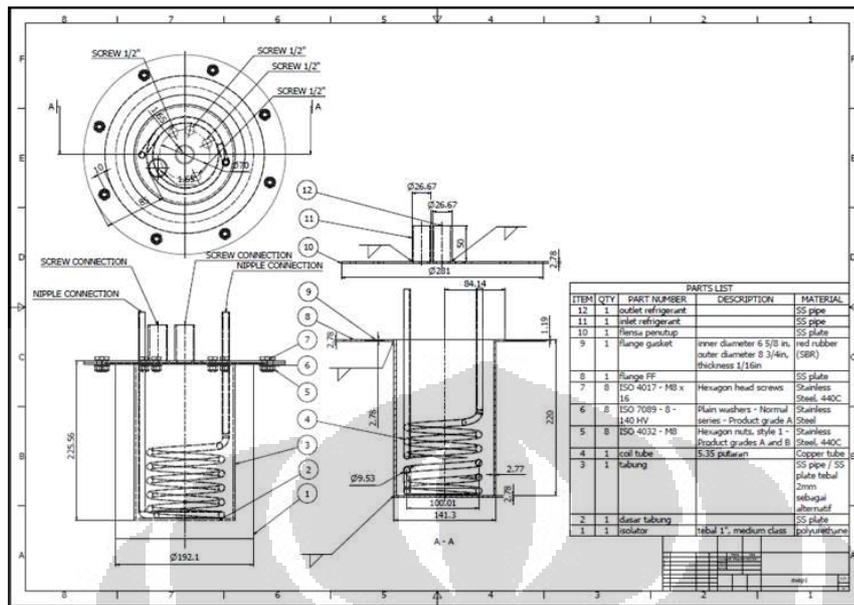


Gambar 4.2 Hasil rancangan absorber

Spesifikasi :

- Dimensi luar absorber : P x L x T = 250 x 200 x 87 mm
- Kapasitas fan : 212 CFM
- *Pressure drop* : 3.14 Pa (0.013 in.Water)
- Material tube : Tembaga
- Material fin : Aluminium
- Total jumlah tube : 32 tube
- Panjang tiap tube : 25 cm
- Posisi tube : vertical
- Diameter tube : 3/8 inch (9.53 mm)
- Jumlah fin per inch : 14
- Jumlah row : 4
- Q absorber : 4.08 kW
- *Overall heat transfer coefficient (U)* : 167.4 W/m²K

4.3. Evaporator

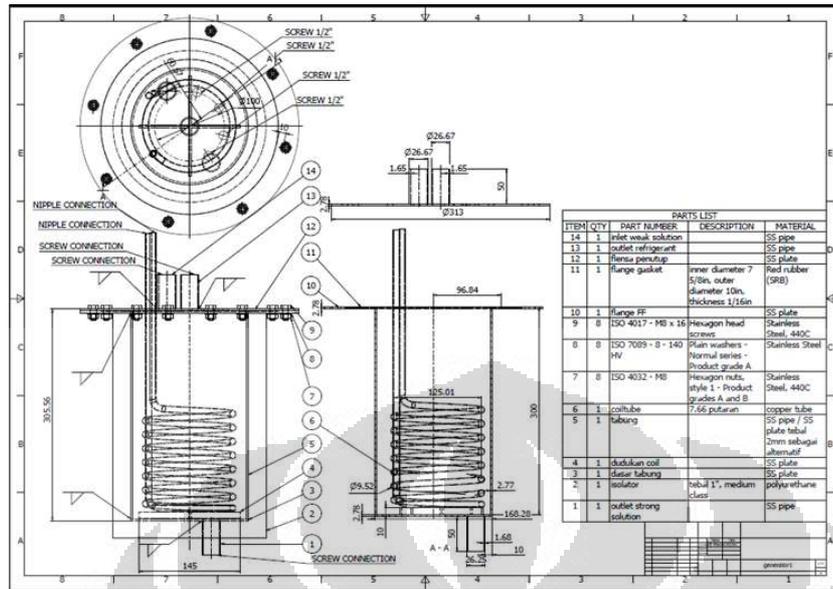


Gambar 4.3 Hasil rancangan evaporator

Spesifikasi :

- Material tabung : Stainless steel
- Diameter tabung : 14 cm
- Tinggi tabung : 22 cm
- Material *tube coil* : Tembaga
- Diameter *tube coil* : 3/8 inch (9.53 mm)
- Diameter luar *coil* : 11 cm
- Panjang total *coil* : 1.75 m
- Q evaporator : 3.52 kW

4.4. Generator



Gambar 4.4 Hasil rancangan generator

Spesifikasi :

- Material tabung : Stainless steel
- Diameter tabung : 15 cm
- Tinggi tabung : 30 cm
- Material *tube coil* : Tembaga
- Diameter *tube coil* : 3/8 inch
- Diameter luar *coil* : 13.5 cm
- Panjang total *coil* : 2.09 m
- Q generator : 4.28 kW

4.5. Solution Heat Exchanger



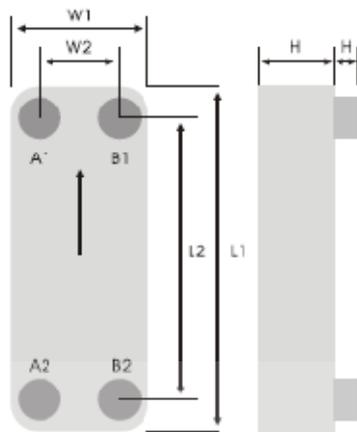
Gambar 4.5 Solution heat exchanger

Spesifikasi :

Untuk *solution heat exchanger*, jenis *heat exchanger* yang digunakan adalah *Plate Heat Exchanger* (PHE) jenis Kaori K070. Dimana tabel di bawah ini yang ditandai merupakan spesifikasi dari *plate heat exchanger* yang digunakan.

Tabel 4.1 Spesifikasi *Plate Heat Exchanger*

Brazing material	Cu	Cu+	Nickel	Nickel+	Material of plates	K025	K030	K040	K050	K070	K095	K105	K205	K210	K215
Max. Test Pressure	43	65	15	43	SUS 316 (Standard)	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●
Max. Operation Pressure	30	45	10	30	SUS 304 (Optional)	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●
Operation Temp		-195 ~ 150°C				SMO254 (Optional)			●				●		

Tabel 4.2 Spesifikasi dimensi *Plate Heat Exchanger*

	L1 (mm)	L2 (mm)	W1 (mm)	W2 (mm)	Weight (Kg)	Thickness (mm)	Heat Transfer Area (m ² /plate)	Total Heat Transfer Area (m ²)	Volume (liter/channel)	Total Volume (liter)
K025F	205	172	73	42	$0,81+0,04x(N-1)$	$8+2,27x(N-1)$	0,0120	$(N-2)x0,0120$	0,025	$(N-1)x0,025$
K030	194	154	80	40	$0,8+0,05N$	$10+2,25N$	0,0117	$(N-2)x0,0117$	0,025	$(N-1)x0,025$
K040	311	278	73	40	$0,84+0,07N$	$10+2,3N$	0,01946	$(N-2)x0,01946$	0,040	$(N-1)x0,040$
K050	306	250	106	50	$1,5+0,135N$	$10+2,4N$	0,0255	$(N-2)x0,0255$	0,055	$(N-1)x0,055$
K070	304	250	124	70	$1,8+0,15N$	$10+2,4N$	0,0300	$(N-2)x0,0300$	0,065	$(N-1)x0,065$
K095	522	466	108	50	$3,1+0,22N$	$10+2,4N$	0,0475	$(N-2)x0,0475$	0,095	$(N-1)x0,095$
K105	504	444	124	64	$3,5+0,24N$	$10+2,4N$	0,0533	$(N-2)x0,0533$	0,107	$(N-1)x0,107$
K105D	504	444	124	64	$4,9+0,24(M+N)$	$12+2,4(M+N)$	0,0533	$(M+N-4)x0,0533$	0,107	$(M+N-2)x0,107$
K205	528	456	246	174	$7,2+0,52N$	$11,5+2,4N$	0,1099	$(N-2)x0,1099$	0,232	$(N-1)x0,232$
K205D	528	456	246	174	$10,2+0,52(M+N)$	$14,5+2,4(M+N)$	0,1099	$(M+N-4)x0,1099$	0,232	$(M+N-2)x0,232$
K210	527	430	245	148	$8,5+0,49N$	$11,5+2,85N$	0,1036	$(N-2)x0,1036$	0,289	$(N-1)x0,289$
K215	529	449	247	167	$7,2+0,52N$	$13+2,4N$	0,1103	$(N-2)x0,1103$	0,220	$(N-1)x0,220$

M, N= numbers of plates

4.6. Pompa

Ada 2 jenis pompa yang digunakan untuk 2 fungsi yang berbeda pada perancangan ini, yaitu pompa untuk mengalirkan air di *coil* evaporator dan *coil* generator yang memiliki spesifikasi yang sama. Dana pompa yang lain berfungsi untuk mengalirkan LiBr *weak solution* dari absorber ke generator.

Berikut spesifikasi pompa yang dipilih :



Gambar 4.6 Pompa sirkulasi air

Spesifikasi pompa air dari bak ke *coil* generator dan *coil* evaporator :

- Kapasitas : 30 L/menit
- Total head max : 9 m



Gambar 4.7 Pompa *weak solution* dari absorber ke generator

Spesifikasi pompa *weak solution* dari absorber ke generator :

- Kapasitas : 20 L/menit
- Total head max : 4.3 m

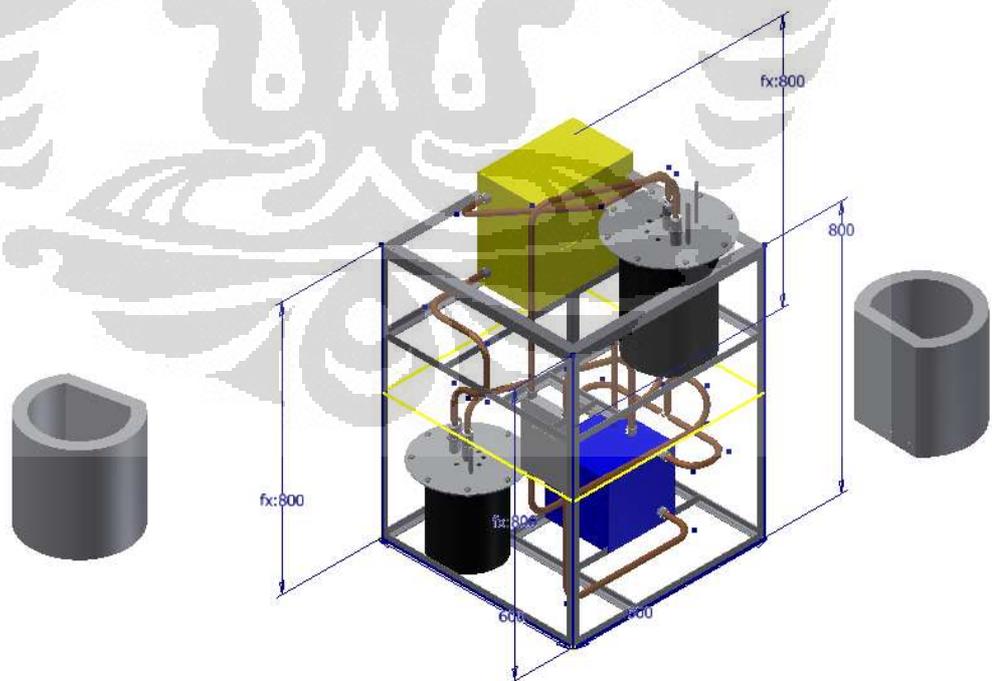
4.7. Flowmeter

Flow meter dipasang di daerah aliran *weak solution* dari absorber ke generator untuk mengukur kecepatan aliran. Skala yang digunakan pada flowmeter adalah 2 LPM – 15 LPM.



Gambar 4.8 Flowmeter

4.8. Rancangan sistem



Gambar 4.9 Rancangan sistem

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1. Kesimpulan

Berdasarkan hasil perhitungan dan pengambilan data yang di terjemahkan pada grafik dapat disimpulkan bahwa :

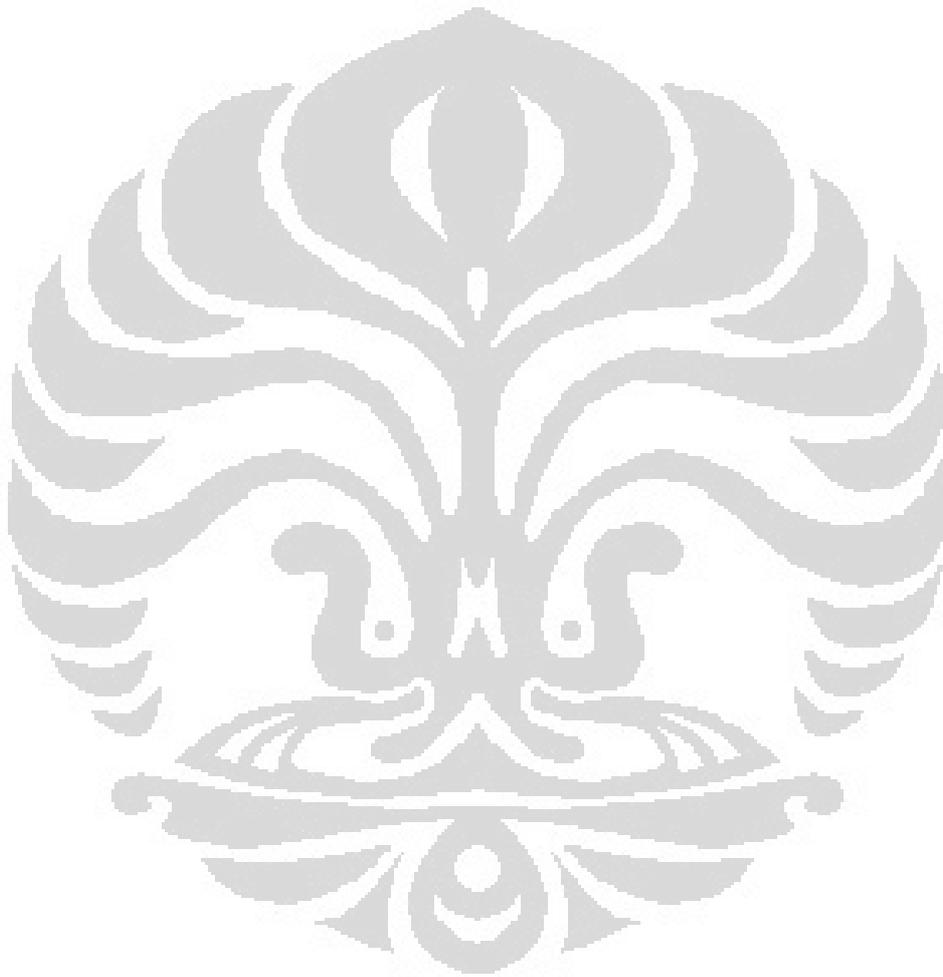
- COP yang dihasilkan berdasarkan perhitungan teoritis yaitu 0.82
- Dimensi kondensor : P x L x T = 355 x 400 x 65 mm
- Dimensi absorber : P x L x T = 250 x 200 x 87 mm
- Dimensi generator : panjang coil 2.09 m, diameter tabung 150 mm
- Dimensi evaporator : panjang coil 1.75 m, diameter tabung 140 mm
- Pompa yang dipilih untuk distribusi dari absorber ke generator yaitu *magnetic pump* dengan total *head* max 4.3 m
- Pompa yang dipilih untuk mengalirkan air di coil evaporator dan generator yaitu pompa air yang memiliki total *head* max 9 m
- *Plate heat exchanger* yang digunakan yaitu Kaori K070

5.2. Saran

Ada beberapa saran yang mungkin bermanfaat untuk penelitian lebih lanjut :

- Menggunakan pemanas pada generator yang dapat memanaskan air lebih tinggi, karena semakin tinggi temperatur pada generator maka COP dari sistem akan semakin baik.
- Menggunakan radiator sebagai absorber, agar pembagian aliran di setiap *tube heat exchanger* absorber menjadi lebih rata.
- Dalam pengambilan data temperatur sebaiknya menggunakan termokopel yang diletakan di 14 titik.
- Dalam pengukuran *pressure* disarankan menggunakan *pressure transducer*
- Memasang valve pada bagian bawah generator dan bagian keluaran absorber untuk dapat menguras *LiBr solution* jika dibutuhkan

- Memasang valve pada bagian pompa magnetik dan pompa *coil*
- Jika terjadi kebocoran pada generator dan evaporator di bagian gasket dan *flange*, maka sebaiknya desain *flange* pada generator dan evaporator lebih dipertebal.



DAFTAR REFERENSI

- Rohsenow, H.B. (1998) *Handbook of Heat Transfer*, 3rd ed, McGraw Hill, United States of America
- Gnilienski, Volker (1986). *VDI Warmatlas*, Germany
- Cengel, Y. A.(2003) *Heat Transfer: A Practical Approach* (2nd ed).United States of America : McGraw-Hill.
- Fox, Robert W., McDonald, Alan T. & Pritchard, Philip J. (2003) *Introduction to Fluid Mechanics*, 6th ed., John Wiley & Sons, Inc., United States of America.
- G. Collier, John dan R. Thome, John. (1994). *Convective Boiling and Condensation*, 3rd Ed. United Kingdom: Oxford University Press.
- Incropera, F.P., DeWitt, D.P., Bergman, T.L., Lavine, A.S. (2007). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 6th Ed, John Wiley & Sons, United States of America.
- Kharagpur.(2008). *Refrigeration and Air Conditioning*, Version I ME, India.



(lanjutan)

Properties fresh air

T (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg · K)	$\mu \cdot 10^7$ (N · s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	Pr
Air							
100	3.5562	1.032	71.1	2.00	9.34	2.54	0.786
150	2.3384	1.012	103.4	4.428	13.8	5.84	0.758
200	1.7458	1.007	132.5	7.590	18.1	10.3	0.737
250	1.3947	1.006	159.6	11.44	22.3	15.9	0.720
300	1.1614	1.007	184.6	15.89	26.3	22.5	0.707
350	0.9950	1.009	208.2	20.92	30.0	29.9	0.700
400	0.8711	1.014	230.1	26.41	33.8	38.3	0.690
450	0.7740	1.021	250.2	32.39	37.3	47.2	0.686
500	0.6964	1.030	270.1	38.79	40.7	56.7	0.684
550	0.6329	1.040	288.4	45.57	43.9	66.7	0.683
600	0.5804	1.051	305.8	52.69	46.9	76.9	0.685
650	0.5356	1.063	322.5	60.21	49.7	87.3	0.690
700	0.4975	1.075	338.8	68.10	52.4	98.0	0.695
750	0.4643	1.087	354.6	76.37	54.9	109	0.702
800	0.4354	1.099	369.8	84.93	57.3	120	0.709
850	0.4097	1.110	384.3	93.80	59.6	131	0.716
900	0.3868	1.121	398.1	102.9	62.0	143	0.720
950	0.3666	1.131	411.3	112.2	64.3	155	0.723
1000	0.3482	1.141	424.4	121.9	66.7	168	0.726
1100	0.3166	1.159	449.0	141.8	71.5	195	0.728
1200	0.2902	1.175	473.0	162.9	76.3	224	0.728
1300	0.2679	1.189	496.0	185.1	82	258	0.719
1400	0.2488	1.207	519	213	91	303	0.703
1500	0.2322	1.230	557	240	100	350	0.685
1600	0.2177	1.248	584	268	109	390	0.668
1700	0.2049	1.267	613	298	117	435	0.653
1800	0.1935	1.286	637	329	126	482	0.643
1900	0.1833	1.307	663	362	138	534	0.637
2000	0.1741	1.327	689	396	147	589	0.632
2100	0.1658	1.352	715	431	147	646	0.607
2200	0.1582	1.412	740	468	160	714	0.653
2300	0.1513	1.479	766	506	175	783	0.649
2400	0.1448	1.558	792	547	196	869	0.630
2500	0.1389	1.665	818	589	222	960	0.613
3000	0.1175	2.726	955	841	486	1570	0.536

(lanjutan)

Properties *steam water*

T (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg · K)	$\mu \cdot 10^3$ (N · s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	Pr
Oxygen (O₂) (continued)							
350	1.100	0.920	233.5	21.23	29.6	29.0	0.733
400	0.9620	0.942	258.2	26.84	33.0	36.4	0.737
450	0.8554	0.956	281.4	32.90	36.3	44.4	0.741
500	0.7698	0.972	303.3	39.40	41.2	55.3	0.716
550	0.6998	0.988	324.0	46.30	44.1	63.8	0.726
600	0.6414	1.003	343.7	53.59	47.3	73.5	0.729
700	0.5498	1.031	380.8	69.26	52.8	93.1	0.744
800	0.4810	1.054	415.2	86.32	58.9	116	0.743
900	0.4275	1.074	447.2	104.6	64.9	141	0.740
1000	0.3848	1.090	477.0	124.0	71.0	169	0.733
1100	0.3495	1.103	505.3	144.5	75.5	196	0.736
1200	0.3206	1.115	532.5	166.1	81.9	229	0.725
1300	0.2960	1.125	558.4	188.6	87.1	262	0.721
Water Vapor (Steam)							
380	0.5963	2.060	127.1	21.68	24.6	20.4	1.06
400	0.5542	2.014	134.4	24.25	26.1	23.4	1.04
450	0.4902	1.980	152.5	31.11	29.9	30.8	1.01
500	0.4405	1.985	170.4	38.68	33.9	38.8	0.998
550	0.4005	1.997	188.4	47.04	37.9	47.4	0.993
600	0.3652	2.026	206.7	56.60	42.2	57.0	0.993
650	0.3380	2.056	224.7	66.48	46.4	66.8	0.996
700	0.3140	2.085	242.6	77.26	50.5	77.1	1.00
750	0.2931	2.119	260.4	88.84	54.9	88.4	1.00
800	0.2739	2.152	278.6	101.7	59.2	100	1.01
850	0.2579	2.186	296.9	115.1	63.7	113	1.02

(lanjutan)

Properties saturated water

Temperature, T (K)	Pressure, p (bars) ^a	Specific Volume (m ³ /kg)		Heat of Vaporization, h_{fg} (kJ/kg)	Specific Heat (kJ/kg·K)		Viscosity (N·s/m ²)		Thermal Conductivity (W/m·K)		Prandtl Number		Surface Tension, $\sigma_s \cdot 10^3$ (N/m)	Expansion Coefficient, $\beta_s \cdot 10^6$ (K ⁻¹)	Temperature, T (K)
		$v_f \cdot 10^3$	v_g		$c_{p,f}$	$c_{p,g}$	$\mu_f \cdot 10^6$	$\mu_g \cdot 10^6$	$k_f \cdot 10^3$	$k_g \cdot 10^3$	Pr_f	Pr_g			
273.15	0.00611	1.000	206.3	2502	4.217	1.854	1750	8.02	569	18.2	12.99	0.815	75.5	-68.05	273.15
275	0.00697	1.000	181.7	2497	4.211	1.855	1652	8.09	574	18.3	12.22	0.817	75.3	-32.74	275
280	0.00990	1.000	130.4	2485	4.198	1.858	1422	8.29	582	18.6	10.26	0.825	74.8	46.04	280
285	0.01387	1.000	99.4	2473	4.189	1.861	1225	8.49	590	18.9	8.81	0.833	74.3	114.1	285
290	0.01917	1.001	69.7	2461	4.184	1.864	1080	8.69	598	19.3	7.56	0.841	73.7	174.0	290
295	0.02617	1.002	51.94	2449	4.181	1.868	959	8.89	606	19.5	6.62	0.849	72.7	227.5	295
300	0.03531	1.003	39.13	2438	4.179	1.872	855	9.09	613	19.6	5.83	0.857	71.7	276.1	300
305	0.04712	1.005	29.74	2426	4.178	1.877	769	9.29	620	20.1	5.20	0.865	70.9	320.6	305
310	0.06221	1.007	22.93	2414	4.178	1.882	695	9.49	628	20.4	4.62	0.873	70.0	361.9	310
315	0.08132	1.009	17.82	2402	4.179	1.888	631	9.69	634	20.7	4.16	0.883	69.2	400.4	315
320	0.1053	1.011	13.98	2390	4.180	1.895	577	9.89	640	21.0	3.77	0.894	68.3	436.7	320
325	0.1351	1.013	11.06	2378	4.182	1.903	528	10.09	645	21.3	3.42	0.901	67.5	471.2	325
330	0.1719	1.016	8.82	2366	4.184	1.911	489	10.29	650	21.7	3.15	0.908	66.6	504.0	330
335	0.2167	1.018	7.09	2354	4.186	1.920	453	10.49	656	22.0	2.88	0.916	65.8	535.5	335
340	0.2713	1.021	5.74	2342	4.188	1.930	420	10.69	660	22.3	2.66	0.925	64.9	566.0	340
345	0.3372	1.024	4.683	2329	4.191	1.941	389	10.89	668	22.6	2.45	0.933	64.1	595.4	345
350	0.4163	1.027	3.846	2317	4.195	1.954	365	11.09	668	23.0	2.29	0.942	63.2	624.2	350
355	0.5100	1.030	3.180	2304	4.199	1.968	343	11.29	671	23.3	2.14	0.951	62.3	652.3	355
360	0.6209	1.034	2.645	2291	4.203	1.983	324	11.49	674	23.7	2.02	0.960	61.4	679.9	360
365	0.7514	1.038	2.212	2278	4.209	1.999	306	11.69	677	24.1	1.91	0.969	60.5	707.1	365
370	0.9040	1.041	1.861	2265	4.214	2.017	289	11.89	679	24.5	1.80	0.978	59.5	728.7	370
373.15	1.0133	1.044	1.679	2257	4.217	2.029	279	12.02	680	24.8	1.76	0.984	58.9	750.1	373.15
375	1.0815	1.045	1.574	2252	4.220	2.036	274	12.09	681	24.9	1.70	0.987	58.6	761	375
380	1.2869	1.049	1.337	2239	4.226	2.057	260	12.29	683	25.4	1.61	0.999	57.6	788	380
385	1.5233	1.053	1.142	2225	4.232	2.080	248	12.49	685	25.8	1.53	1.004	56.6	814	385
390	1.794	1.058	0.980	2212	4.239	2.104	237	12.69	686	26.3	1.47	1.013	55.6	841	390
400	2.455	1.067	0.731	2183	4.256	2.158	217	13.05	688	27.2	1.34	1.033	53.6	896	400
410	3.302	1.077	0.553	2153	4.278	2.221	200	13.42	688	28.2	1.24	1.054	51.5	952	410
420	4.370	1.088	0.425	2123	4.302	2.291	185	13.79	688	29.8	1.16	1.075	49.4	1010	420
430	5.699	1.099	0.331	2091	4.331	2.369	173	14.14	685	30.4	1.09	1.10	47.2	—	430

Temperature, T (K)	Pressure, p (bars) ^a	Specific Volume (m ³ /kg)		Heat of Vaporization, h_{fg} (kJ/kg)	Specific Heat (kJ/kg·K)		Viscosity (N·s/m ²)		Thermal Conductivity (W/m·K)		Prandtl Number		Surface Tension, $\sigma_s \cdot 10^3$ (N/m)	Expansion Coefficient, $\beta_s \cdot 10^6$ (K ⁻¹)	Temperature, T (K)
		$v_f \cdot 10^3$	v_g		$c_{p,f}$	$c_{p,g}$	$\mu_f \cdot 10^6$	$\mu_g \cdot 10^6$	$k_f \cdot 10^3$	$k_g \cdot 10^3$	Pr_f	Pr_g			
440	7.333	1.110	0.261	2059	4.36	2.46	162	14.50	682	31.7	1.04	1.12	45.1	—	440
450	9.919	1.123	0.208	2024	4.40	2.56	152	14.85	678	33.1	0.99	1.14	42.9	—	450
460	11.71	1.137	0.167	1989	4.44	2.68	143	15.19	673	34.6	0.95	1.17	40.7	—	460
470	14.55	1.152	0.136	1951	4.48	2.79	136	15.54	667	36.3	0.92	1.20	38.5	—	470
480	17.90	1.167	0.111	1912	4.53	2.94	129	15.88	660	38.1	0.89	1.23	36.2	—	480
490	21.83	1.184	0.0922	1870	4.59	3.10	124	16.23	651	40.1	0.87	1.25	33.9	—	490
500	26.40	1.203	0.0766	1825	4.66	3.27	118	16.59	642	42.3	0.86	1.28	31.6	—	500
510	31.66	1.222	0.0631	1779	4.74	3.47	113	16.95	631	44.7	0.85	1.31	29.3	—	510
520	37.70	1.244	0.0525	1730	4.84	3.70	108	17.33	621	47.5	0.84	1.35	26.9	—	520
530	44.58	1.268	0.0445	1679	4.95	3.96	104	17.72	608	50.6	0.85	1.39	24.5	—	530
540	52.38	1.294	0.0375	1622	5.08	4.27	101	18.1	594	54.0	0.86	1.43	22.1	—	540
550	61.19	1.323	0.0317	1564	5.24	4.64	97	18.6	580	58.3	0.87	1.47	19.7	—	550
560	71.08	1.355	0.0269	1499	5.43	5.09	94	19.1	563	63.7	0.90	1.52	17.3	—	560
570	82.16	1.392	0.0228	1429	5.68	5.67	91	19.7	548	70.7	0.94	1.59	15.0	—	570
580	94.51	1.433	0.0193	1353	6.00	6.40	88	20.4	528	76.7	0.99	1.68	12.8	—	580
590	108.3	1.482	0.0163	1274	6.41	7.35	84	21.5	513	84.1	1.05	1.84	10.5	—	590
600	123.5	1.541	0.0137	1176	7.00	8.75	81	22.7	497	92.9	1.14	2.15	8.4	—	600
610	137.3	1.612	0.0115	1068	7.85	11.1	77	24.1	467	103	1.30	2.60	6.3	—	610
620	159.1	1.705	0.0094	941	9.35	15.4	72	25.9	444	114	1.52	3.46	4.5	—	620
625	169.1	1.778	0.0085	858	10.6	18.3	70	27.0	430	121	1.65	4.20	3.5	—	625
630	179.7	1.856	0.0075	781	12.6	22.1	67	28.0	412	130	2.0	4.8	2.6	—	630
635	190.9	1.935	0.0066	683	16.4	27.6	64	30.0	392	141	2.7	6.0	1.5	—	635
640	202.7	2.075	0.0057	560	26	42	59	32.0	367	155	4.2	9.6	0.8	—	640
645	215.2	2.351	0.0045	361	90	—	54	37.0	331	178	12	26	0.1	—	645
647.3 ^b	221.2	3.170	0.0032	0	∞	∞	45	45.0	238	238	∞	∞	0.0	—	647.3 ^b

Lampiran 2 : MSDS Lithium Bromida



Health	2
Fire	0
Reactivity	0
Personal Protection	E

Material Safety Data Sheet Lithium bromide MSDS

Section 1: Chemical Product and Company Identification								
Product Name: Lithium bromide	Contact information:							
Catalog Codes: SLL1411	ScienceLab.com, Inc.							
CAS#: 7550-35-8	14025 Smith Rd.							
RTECS: OJ5755000	Houston, Texas 77396							
TSCA: TSCA 6(b) Inventory: Lithium bromide	US Sales: 1-800-901-7247							
CI#: Not available	International Sales: 1-281-441-4400							
Synonym:	Order Online: ScienceLab.com							
Chemical Formula: LiBr	CHEMTREC (24HR Emergency Telephone), call: 1-800-424-9300							
	International CHEMTREC, call: 1-703-527-3887							
	For non-emergency assistance, call: 1-281-441-4400							
Section 2: Composition and Information on Ingredients								
Composition:								
<table border="1"> <thead> <tr> <th>Name</th> <th>CAS #</th> <th>% by Weight</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Lithium bromide</td> <td>7550-35-8</td> <td>100</td> </tr> </tbody> </table>	Name	CAS #	% by Weight	Lithium bromide	7550-35-8	100		
Name	CAS #	% by Weight						
Lithium bromide	7550-35-8	100						
Toxicological Data on Ingredients: Lithium bromide: ORAL (LD50): Acute: 1800 mg/kg [Rat]. 1840 mg/kg [Mouse].								
Section 3: Hazards Identification								
Potential Acute Health Effects: Extremely hazardous in case of ingestion. Hazardous in case of skin contact (irritant), of eye contact (irritant), of inhalation.								
Potential Chronic Health Effects: CARCINOGENIC EFFECTS: Not available. MUTAGENIC EFFECTS: Not available. TERATOGENIC EFFECTS: Not available. DEVELOPMENTAL TOXICITY: Not available. Repeated or prolonged exposure is not known to aggravate medical condition.								
Section 4: First Aid Measures								
Eye Contact: Check for and remove any contact lenses. Immediately flush eyes with running water for at least 15 minutes, keeping eyelids open. Cold water may be used. Do not use an eye ointment. Seek medical attention.								
Skin Contact:								

(lanjutan)

After contact with skin, wash immediately with plenty of water. Gently and thoroughly wash the contaminated skin with running water and non-abrasive soap. Be particularly careful to clean folds, crevices, creases and groin. Cold water may be used. Cover the irritated skin with an emollient. If irritation persists, seek medical attention.

Serious Skin Contact:

Wash with a disinfectant soap and cover the contaminated skin with an anti-bacterial cream. Seek immediate medical attention.

Inhalation: Allow the victim to rest in a well ventilated area. Seek immediate medical attention.

Serious Inhalation: Not available.

Ingestion:

Do not induce vomiting. Examine the lips and mouth to ascertain whether the tissues are damaged, a possible indication that the toxic material was ingested; the absence of such signs, however, is not conclusive. Loosen tight clothing such as a collar, tie, belt or waistband. If the victim is not breathing, perform mouth-to-mouth resuscitation. Seek immediate medical attention.

Serious Ingestion: Not available.

Section 5: Fire and Explosion Data

Flammability of the Product: Non-flammable.

Auto-ignition Temperature: Not applicable.

Flash Points: Not applicable.

Flammable Limits: Not applicable.

Products of Combustion: Not available.

Fire Hazards in Presence of Various Substances: Not applicable.

Explosion Hazards in Presence of Various Substances:

Risks of explosion of the product in presence of mechanical impact: Not available. Risks of explosion of the product in presence of static discharge: Not available.

Fire Fighting Media and Instructions: Not applicable.

Special Remarks on Fire Hazards: Not available.

Special Remarks on Explosion Hazards: Not available.

Section 6: Accidental Release Measures

Small Spill:

Use appropriate tools to put the spilled solid in a convenient waste disposal container. Finish cleaning by spreading water on the contaminated surface and dispose of according to local and regional authority requirements.

Large Spill:

Use a shovel to put the material into a convenient waste disposal container. Finish cleaning by spreading water on the contaminated surface and allow to evacuate through the sanitary system.

Section 7: Handling and Storage

Precautions:

Do not ingest. Do not breathe dust. Wear suitable protective clothing in case of insufficient ventilation, wear suitable respiratory equipment if ingested, seek medical advice immediately and show the container or the label. Avoid contact with skin and eyes.

Storage:

(lanjutan)

No specific storage is required. Use shelves or cabinets sturdy enough to bear the weight of the chemicals. Be sure that it is not necessary to strain to reach materials, and that shelves are not overloaded.

Section 8: Exposure Controls/Personal Protection

Engineering Controls:

Use process enclosures, local exhaust ventilation, or other engineering controls to keep airborne levels below recommended exposure limits. If user operations generate dust, fume or mist, use ventilation to keep exposure to airborne contaminants below the exposure limit.

Personal Protection:

Splash goggles. Lab coat. Dust respirator. Be sure to use an approved/certified respirator or equivalent. Gloves.

Personal Protection In Case of a Large Spill:

Splash goggles. Full suit. Dust respirator. Boots. Gloves. A self contained breathing apparatus should be used to avoid inhalation of the product. Suggested protective clothing might not be sufficient; consult a specialist BEFORE handling this product.

Exposure Limits: Not available.

Section 9: Physical and Chemical Properties

Physical state and appearance: Solid.

Odor: Not available.

Taste: Not available.

Molecular Weight: 86.65 g/mole.

Color: White.

pH (1% soln/water): 7 [Neutral.]

Boiling Point: 1265°C (2309°F)

Melting Point: 550°C (1022°F)

Critical Temperature: Not available.

Specific Gravity: 3.46 (Water = 1)

Vapor Pressure: Not applicable.

Vapor Density: Not available.

Volatility: Not available.

Odor Threshold: Not available.

Water/Oil Dist. Coeff.: Not available.

Ioncity (in Water): Not available.

Dispersion Properties: See solubility in water.

Solubility: Easily soluble in cold water.

Section 10: Stability and Reactivity Data

Stability: The product is stable.

Instability Temperature: Not available.

(lanjutan)

Conditions of instability: Not available.
Incompatibility with various substances: Not available.
Corrosivity: Non-corrosive in presence of glass.
Special Remarks on Reactivity: Not available.
Special Remarks on Corrosivity: Not available.
Polymerization: No.

Section 11: Toxicological Information

Routes of Entry: Absorbed through skin, Eye contact, Inhalation, Ingestion.
Toxicity to Animals: Acute oral toxicity (LD50): 1800 mg/kg (rat).
Chronic Effects on Humans: Not available.
Other Toxic Effects on Humans: Extremely hazardous in case of ingestion, Hazardous in case of skin contact (Irritant), of Inhalation.
Special Remarks on Toxicity to Animals: Not available.
Special Remarks on Chronic Effects on Humans: Human: passes through the placenta, excreted in maternal milk.
Special Remarks on other Toxic Effects on Humans: Not available.

Section 12: Ecological Information

Ecotoxicity: Not available.
BOD5 and COD: Not available.
Products of Biodegradation: Possibly hazardous short term degradation products are not likely. However, long term degradation products may arise.
Toxicity of the Products of Biodegradation: The products of degradation are as toxic as the original product.
Special Remarks on the Products of Biodegradation: Not available.

Section 13: Disposal Considerations

Waste Disposal:

Section 14: Transport Information

DOT Classification: Not a DOT controlled material (United States).
Identification: Not applicable.
Special Provisions for Transport: Not applicable.

Section 15: Other Regulatory Information

Federal and State Regulations:
 Pennsylvania H (K): Lithium bromide Massachusetts H (K): Lithium bromide I (S)CA 2(b) Inventory: Lithium bromide

p. 4

(lanjutan)

Other Regulations: Not available..

Other Classifications:

WHMIS (Canada): Not controlled under WHMIS (Canada).

D&SCL (EEC):

R22- Harmful if swallowed. R36/38- Irritating to eyes and skin..

HMIS (U.S.A.):

Health Hazard: 2

Fire Hazard: 0

Reactivity: 0

Personal Protection: E

National Fire Protection Association (U.S.A.):

Health: 2

Flammability: 0

Reactivity: 0

Specific hazard:

Protective Equipment:

Gloves. Lab coat. Dust respirator. Be sure to use an approved/certified respirator or equivalent. Splash goggles.

Section 16: Other Information

References: Not available.

Other Special Considerations: Not available.

Created: 10/11/2005 12:14 PM

Last Updated: 11/01/2010 12:00 PM

The information above is believed to be accurate and represents the best information currently available to us. However, we make no warranty of merchantability or any other warranty, express or implied, with respect to such information, and we assume no liability resulting from its use. Users should make their own investigations to determine the suitability of the information for their particular purposes. In no event shall ScienceLab.com be liable for any claims, losses, or damages of any third party or for lost profits or any special, indirect, incidental, consequential or exemplary damages, howsoever arising, even if ScienceLab.com has been advised of the possibility of such damages.