



**DESAIN *LOW TEMPERATURE DRYER* DENGAN  
ARAH ALIRAN UDARA HORIZONTAL KAPASITAS  
36 KG/JAM**

**Skripsi**

**diajukan sebagai salah satu persyaratan untuk memperoleh gelar**

**Sarjana Teknik Program Studi Teknik Mesin**

**Oleh**

**Miftachul Huda**

**NIM.5212414046**

**TEKNIK MESIN  
JURUSAN TEKNIK MESIN  
FAKULTAS TEKNIK  
UNIVERSITAS NEGERI SEMARANG  
2019**

**DESAIN *LOW TEMPERATURE DRYER* DENGAN  
ARAH ALIRAN UDARA HORIZONTAL KAPASITAS  
36 KG/JAM**

**SKRIPSI**

**diajukan sebagai salah satu persyaratan untuk memperoleh gelar  
Sarjana Teknik Program Studi Teknik Mesin**

**Oleh**

**Miftachul Huda**

**NIM.5212414046**

**JURUSAN TEKNIK MESIN  
FAKULTAS TEKNIK  
UNIVERSITAS NEGERI SEMARANG  
2019**

## PERSETUJUAN PEMBIMBING

Nama : Miftachul Huda

NIM : 5212414046

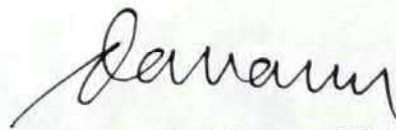
Program Studi : Teknik Mesin S1

Judul : Desain *Low Temperature Dryer* Dengan Arah Aliran Udara  
Horizontal Kapasitas 36 kg/jam.

Skripsi/TA ini telah disetujui oleh pembimbing untuk diajukan ke sidang  
panitia ujian Skripsi/TA Program Studi Teknik Mesin Fakultas Teknik  
Universitas Negeri Semarang.

Semarang, 10 Oktober 2019

Pembimbing



Danang Dwi Saputra, S.T., M.T.

NIP. 197811052005011001

## PENGESAHAN


Skripsi/TA dengan judul “Desain *Low Temperature Dryer* Dengan Arah Aliran Udara Horizontal Kapasitas 36 kg/jam.” telah dipertahankan di depan sidang Panitia Ujian Skripsi/TA Fakultas Teknik UNNES pada tanggal 17 Oktober 2019.

Oleh

Nama : Miftachul Huda  
NIM : 5212414046  
Program Studi : Teknik Mesin S1

Panitia:

Ketua



RUSIYANTO, S. Pd., M.T.  
NIP.197403211999031002

Sekretaris



Dr. Ir. Rahmat Doni Widodo, S.T., M.T., IPP  
NIP.197509272006041002

Penguji 1



Samsudin Anis, S.T., M.T., Ph. D  
NIP.197601012003121002

Penguji 2



Widi Widayat, S.T., M.T.  
NIP.197408152000031001

Pembimbing



Danang Dwi Saputra, S.T., M.T.  
NIP. 197811052005011001

Mengetahui:

Dekan Fakultas Teknik UNNES



Dr. Nur Qudus, M.T., IPM.  
196911301994031001

## PERNYATAAN KEASLIAN

Dengan ini saya menyatakan bahwa:

1. Skripsi/TA ini, adalah asli dan belum pernah diajukan untuk mendapatkan gelar akademik (sarjana, magister, dan/atau doktor), baik di Universitas Negeri Semarang (UNNES) maupun di perguruan tinggi lain.
2. Karya tulis ini adalah murni gagasan, rumusan, dan penelitian saya sendiri, tanpa bantuan pihak lain kecuali arahan Pembimbing dan masukan Tim Penguji.
3. Dalam karya tulis ini tidak terdapat karya atau pendapat yang telah ditulis atau dipublikasikan orang lain, kecuali secara tertulis dengan jelas dicantumkan sebagai acuan dalam naskah dengan disebutkan nama pengarang dan dicantumkan dalam daftar pustaka.
4. Pernyataan ini saya buat dengan sesungguhnya dan apabila dikemudian hari terdapat penyimpangan dan ketidakbenaran dalam pernyataan ini, maka saya bersedia menerima sanksi akademik berupa pencabutan gelar yang telah diperoleh karena karya ini, serta sanksi lainnya sesuai dengan norma yang berlaku di perguruan tinggi yang bersangkutan.

Semarang, 17 Oktober 2019

Yang membuat pernyataan,



Miftachul Huda

NIM. 5212414046

## **MOTTO DAN PERSEMBAHAN**

### **Motto**

“Setiap Orang Itu Unik dan Memiliki Potensi Yang Tak Terbatas”

### **Persembahan**

Untuk Ayah, Ibu dan kakak tercinta serta teman – teman yang selalu ada untuk memberikan dukungan.

Untuk bapak, ibu guru serta Pak Yai Agus Romadhon selaku pengasuh pondok pesantren Durrotu Ahlissunnah Wal Jama’ah yang saya nantikan barokah doa dan ridhonya

## RINGKASAN

**Huda, M. 2019.** Desain *Low Temperatur Dryer* Dengan Arah Aliran Udara Horizontal Kapasitas 36 kg/jam. Skripsi. Prodi Teknik Mesin Universitas Negeri Semarang. Danang Dwi Saputra, S.T., M.T.

Teknologi pengeringan bahan pangan menjadi penting saat ini seiring dengan perkembangan jaman yang serba praktis. Kemampuan teknologi pengeringan dalam menjaga kualitas makanan menjadi daya tarik bagi industri makanan. Proses pengeringan yang salah dapat menurunkan kualitas makanan. Pengeringan dengan metode temperatur rendah dapat menjadi solusi untuk pengeringan makanan dengan tidak mengurangi kualitas dari makanan tersebut. Alat pengering model *Low Temperature Dryer* merupakan jenis pengeringan bahan pangan alternatif yang akan dirancang dalam penelitian ini. Tujuan dari penelitian ini adalah desain *Low Temperature Dryer* untuk bahan pangan.

*Low Temperature Dryer* dirancang dengan menggunakan konsep aliran udara horizontal. Udara dialirkan dengan kecepatan 2 m/s oleh blower melalui *evaporator* dan *heater* untuk mencapai temperatur 50°C dan *Relative Humidity* (RH) 14%. Perpindahan panas terjadi antara udara dengan *evaporator* untuk menurunkan temperatur dari 30°C menjadi 15°C dan RH dari 49% menjadi 14%. Kemudian udara kembali dipanaskan menggunakan *heater* untuk mencapai temperatur 50°C. Validasi hasil perancangan dilakukan dengan menggunakan simulasi *Computational Fluid Dynamic* (CFD) untuk mengetahui distribusi aliran udara dan distribusi temperatur udara pengering di tiap rak pengeringan.

Hasil perancangan didapatkan spesifikasi dari komponen alat pengering. Luas permukaan *evaporator* yang dibutuhkan 8,93 m<sup>2</sup> dan luas permukaan *kondensor* yang dibutuhkan 6,92 m<sup>2</sup>. Kebutuhan daya *heater* sebesar 12,32 kW. Dibutuhkan kompresor yang memiliki tekanan *input* 349,9 kPa, tekanan *output* 1318,6 kPa, dan memiliki kemampuan alir *refrigerant* sebesar 6,8 x10<sup>-2</sup>kg/s. Waktu pengeringan untuk 20 kg bahan pangan yaitu 0,55 jam. Hasil validasi rancangan menunjukkan distribusi aliran udara yang merata dengan dibantu dengan penyekat aliran. Kecepatan aliran udara melewati rak pengering sebesar 1 m/s hingga 1,2 m/s dan temperatur pada tiap rak relatif rata yaitu berkisar 45°C hingga 50°C.

**Kata kunci:** Pengering, *low temperatur dryer*, desain, simulasi, CFD

## PRAKATA

Segala puji dan syukur penulis ucapkan kehadirat Allah SWT yang telah melimpahkan rahmat-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan Skripsi/TA yang berjudul “Desain *Low Temperatur Dryer* Dengan Arah Aliran Udara Horizontal Kapasitas 36 kg/jam ”. Skripsi/TA ini disusun sebagai salah satu persyaratan meraih gelar Sarjana Teknik pada Program Studi S1 Teknik Mesin Universitas Negeri Semarang. Shalawat dan salam disampaikan kepada Nabi Muhammad SAW, mudah-mudahan kita semua mendapatkan safaatNya di yaumul akhir nanti, Aamiin.

Penyelesaian karya tulis ini tidak lepas dari bantuan berbagai pihak, oleh karena itu pada kesempatan ini penulis menyampaikan ucapan terima kasih serta penghargaan kepada:

1. Prof. Dr. Fathur Rokhman, M. Hum, selaku Rektor Universitas Negeri Semarang atas kesempatan yang diberikan kepada penulis untuk menempuh studi di Universitas Negeri Semarang.
2. Bp. Nur Qudus, M.T, IPM, selaku Dekan Fakultas Teknik, Bp. Rusiyanto, s.Pd, M.T, selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin, Bp. Samsudin Anis, S.T., M.T., P. hD, selaku Koordinator Program Studi Teknik Mesin S1 atas fasilitas yang disediakan bagi mahasiswa.
3. Bp. Danang Dwi Saputro, S.T, M.T, selaku dosen pembimbing dalam penelitian dan penyusunan skripsi yang dilakukan.
4. Bp. Samsudin Anis, S.T., M.T., P. hD dan Bp. Widi Widayat, S.T., M.T, selaku dosen penguji I dan II pada laporan skripsi ini.
5. Semua dosen Jurusan Teknik Mesin FT UNNES yang telah memberikan ilmunya atas mata kuliah yang diambil, yang tidak dapat penulis sebutkan satu persatu.
6. Kedua Orang tua tercinta yang telah memberikan semangat dan dukungan yang tiada hentinya kepada penulis .
7. Berbagai pihak yang telah memberi bantuan untuk karya tulis ini yang tidak dapat disebutkan satu persatu.

Penulis berharap semoga Skripsi/TA ini dapat bermanfaat bagi khalayak umum maupun mahasiswa di perguruan tinggi, khususnya Universitas Negeri Semarang (UNNES).

Semarang, 17 Oktober 2019

Penulis



## DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL .....	i
PERSETUJUAN PEMBIMBING .....	iii
PENGESAHAN.....	iv
PERNYATAAN KEASLIAN.....	v
MOTTO DAN PERSEMBAHAN.....	vi
RINGKASAN.....	vii
PRAKATA .....	viii
DAFTAR ISI.....	ix
DAFTAR SINGKATAN TEKNIS DAN LAMBANG .....	xii
DAFTAR TABEL .....	xvi
DAFTAR GAMBAR.....	xvii
DAFTAR LAMPIRAN.....	xx
BAB I PENDAHULUAN.....	1
1.1 Latar Belakang .....	1
1.2 Identifikasi Masalah.....	4
1.3 Pembatasan Masalah.....	4
1.4 Rumusan Masalah.....	5
1.5 Tujuan .....	5
1.6 Manfaat .....	5
BAB II KAJIAN PUSTAKA DAN LANDASAN TEORI .....	7
2.1 Kajian Pustaka.....	7
2.2 Landasan Teori.....	10
2.2.1 Proses pengeringan .....	10
2.2.2 Klasifikasi pengeringan .....	11
2.2.3 Karakteristik singkong.....	12
2.2.4 Perpindahan panas dan massa .....	13
2.2.5 Refrigerasi.....	16
2.2.6 <i>Humidity</i> .....	19
2.2.7 Udara atmosfer .....	20

2.2.8	<i>Dew-point Temperature</i> .....	22
2.2.9	<i>Psychrometric chart</i> .....	23
2.2.10	<i>Air-conditioning process</i> .....	24
2.2.11	Dehumidifikasi dengan pendinginan .....	25
2.2.12	<i>Heater</i> .....	27
2.2.13	<i>Heat exchangers</i> .....	28
2.2.14	Koefisien perpindahan panas keseluruhan pada <i>heat exchanger</i> ....	32
2.2.15	Koefisien perpindahan panas <i>heat exchanger</i> pada sisi <i>refrigerant</i>	35
2.2.16	Koefisien perpindahan panas <i>heat exchanger</i> pada sisi udara.....	38
2.2.17	Efisiensi Sirip .....	40
2.2.18	Analisis <i>heat exchanger</i> .....	41
2.2.19	Analisis <i>cross-flow</i> dan <i>multipass heat exchanger</i> .....	45
2.2.20	Metode efektifitas NTU .....	47
BAB III METODE PENELITIAN .....		50
3.1	Model Rancangan .....	50
3.1.1	Konsep dasar <i>low temperature drying</i> .....	50
3.1.2	Konsep alat <i>low temperature dryer</i> .....	50
3.2	Prosedur Perancangan.....	54
3.2.1	Parameter perancangan .....	56
3.2.2	Kebutuhan kalor yang diserap <i>evaporator</i> .....	57
3.2.3	Keseimbangan energi panas.....	57
3.2.4	Koefisien perpindahan panas <i>heat exchanger</i> .....	58
3.2.5	Perpindahan panas pada <i>heat exchanger</i> .....	58
3.2.6	Kebutuhan kalor yang dilepas <i>heater</i> .....	58
3.2.7	Waktu pengeringan.....	59
3.3	Validasi Hasil Perancangan.....	60
BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN .....		62
4.1	Hasil Perancangan .....	62
4.1.1	Perhitungan <i>Mass flow rate</i> udara .....	62
4.1.2	Kebutuhan kalor yang diserap <i>Air-Conditioner</i> .....	62
4.1.3	Spesifikasi kompresor.....	65

4.1.4	Koefisien perpindahan panas evaporator .....	69
4.1.5	Luas permukaan <i>evaporator</i> .....	76
4.1.6	Koefisien perpindahan panas kondensor .....	80
4.1.7	Luas permukaan kondensor.....	88
4.1.8	Kebutuhan kalor yang dilepas <i>heater</i> .....	92
4.1.9	Waktu pengeringan.....	94
4.2	Hasil Validasi Perancangan.....	96
4.2.1	Kemampuan muat ruang pengering.....	96
4.2.2	Simulasi distribusi aliran udara dan temperatur ruang pengering...	99
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN .....		109
5.1	Kesimpulan .....	109
5.2	Saran .....	110
DAFTAR PUSTAKA		
LAMPIRAN		

## DAFTAR SINGKATAN TEKNIS DAN LAMBANG

$q$	= Total perpindahan panas yang terjadi (W)
$h$	= Koefisien perpindahan panas konveksi ( $W/m^2K$ )
$A_s$	= Luas permukaan bidang ( $m^2$ )
$\Delta T$	= Perbedaan temperatur (K)
$n_A$	= Total perpindahan massa yang terjadi (kg/s)
$\bar{h}_m$	= Koefisien perpindahan massa (m/s)
$A_s$	= Luas permukaan bidang ( $m^2$ )
$\rho_{A,s}$	= Densitas massa zat A ( $kg/m^3$ )
$m_d$	= Massa benda kering (kg)
$m_w$	= Massa benda basah (kg)
$m_o$	= Kandungan air awal (%)
$m_f$	= Kandungan air akhir (%)
$m_{air}$	= Massa air (kg)
$COP_R$	= Koefisien performa <i>refrigerator</i>
$COP_{HP}$	= Koefisien performa <i>heat pump</i>
$Q_L$	= Panas yang dilepas (J)
$Q_H$	= Panas yang disuplai (J)
$W_{net,in}$	= Kerja kompresor (J)
$\omega$	= <i>Specific humidity</i>
$m_v$	= Massa uap air (kg)
$m_a$	= Massa udara kering (kg)
$\phi$	= <i>Relative humidity</i> (%)
$P$	= Tekanan udara (kPa)
$P_g$	= Tekanan jenuh udara pada temperatur tertentu (kPa)
$H$	= <i>Enthalpy</i> udara atmosfer (kJ)
$H_a$	= <i>Enthalpy</i> udara kering (kJ)
$H_v$	= <i>Enthalpy</i> uap air (kJ)

$h$	= <i>Enthalpy</i> per satuan massa (kJ/kg)
$h_a$	= <i>Enthalpy</i> udara kering per massa (kJ/kg)
$h_g$	= <i>Enthalpy</i> uap air per massa (kJ/kg)
$T_{dp}$	= Temperatur titik embun air (°C)
$T_{sat@P_v}$	= Temperatur jenuh air berdasarkan tekanan uap (°C)
$\dot{E}_{in}$	= Energi masuk sistem (J/s)
$\dot{E}_{out}$	= Energi keluar sistem (J/s)
$\dot{Q}_{in}$	= Kalor masuk (J/s)
$\dot{Q}_{out}$	= Kalor keluar (J/s)
$\dot{W}_{in}$	= Usaha masuk (J/s)
$\dot{W}_{out}$	= Usaha keluar (J/s)
$\sum_{in} \dot{m}h$	= Energi potensial dan kinetic aliran massa (J/s)
$\sum_{out} \dot{m}h$	= Energi potensial dan kinetik aliran massa (J/s)
$R_{wall}$	= Tahanan termal dinding pipa (m <sup>2</sup> .K/W)
$D_o$	= Diameter luar pipa (m)
$D_i$	= Diameter dalam pipa (m)
$k$	= Konduktivitas termal (W/m.K)
$L$	= Panjang pipa (m)
$\dot{Q}$	= Laju perpindahan panas (W)
$\Delta T$	= Perbedaan temperatur fluida (K)
$R$	= Tahanan termal keseluruhan (m <sup>2</sup> .K/W)
$A_i$	= Luas permukaan bagian dalam pipa (m <sup>2</sup> )
$A_o$	= Luas permukaan bagian luar pipa (m <sup>2</sup> )
$U$	= Koefisien perpindahan panas keseluruhan (W/m <sup>2</sup> .°C)
$h_i$	= Koefisien perpindahan panas konveksi di dalam pipa (W/m <sup>2</sup> K)
$h_o$	= Koefisien perpindahan panas konveksi di luar pipa (W/m <sup>2</sup> K)
$Nu$	= Bilangan Nusselt
$D_h$	= Diameter hidrolis (m)

$Re$	= Bilangan Reynold
$Pr$	= Bilangan Prandlt
$\mu$	= Viskositas dinamik (kg/m.s)
$C_p$	= <i>Specific heat</i> (J/kg.K)
$V_m$	= Kecepatan ideal fluida di dalam pipa (m/s)
$D_h$	= Diameter hidrolis (m)
$\nu$	= Viskositas kinematik (m <sup>2</sup> /s)
$\dot{m}$	= Debit fluida (kg/s)
$\rho$	= Massa jenis fluida (kg/m <sup>3</sup> )
$A_c$	= Luas <i>inlet</i> fluida (m <sup>2</sup> )
$j_H$	= Faktor Colburn j
$St$	= Bilangan Stanton
$D_H$	= Diameter hidrolis (m)
$h_{udara}$	= Koefisien konveksi udara (W/m <sup>2</sup> .K)
$C_{p_{udara}}$	= Panas spesifik udara (J/kg.K)
$G$	= Kecepatan massa (kg/s.m <sup>2</sup> )
$V_{max}$	= Kecepatan maksimum fluida (m/s)
$A_{fr}$	= Luas area frontal evaporator (m <sup>2</sup> )
$A_{ff}$	= Luas minimum area aliran bebas dari jalur bersirip (m <sup>2</sup> )
$\sigma$	= Perbandingan nilai $A_{ff}$ dengan $A_{fr}$
$\eta_f$	= Efisiensi sirip
$k$	= Koefisien perpindahan panas konduksi bahan sirip (W/m.K)
$L$	= Panjang sirip (m)
$t$	= Tebal sirip (m)
$\eta_o$	= Efisiensi permukaan keseluruhan
$A_f$	= Luas permukaan sirip (m <sup>2</sup> )
$A_t$	= Luas permukaan keseluruhan <i>heat exchanger</i> (m <sup>2</sup> )
$\dot{m}_c$	= Laju aliran massa fluida dingin (kg/s)

- $\dot{m}_h$  = Laju aliran massa fluida panas (kg/s)  
 $C_{pc}$  = *Specific heat* fluida dingin (kJ/kg.K)  
 $C_{ph}$  = *Specific heat* fluida panas (kJ/kg.K)  
 $T_{c,out}$  = Temperatur outlet fluida dingin (K)  
 $T_{h,out}$  = Temperatur outlet fluida panas (K)  
 $T_{c,in}$  = Temperatur inlet fluida dingin (K)  
 $T_{h,in}$  = Temperatur inlet fluida panas (K)  
 $A_s$  = Luas permukaan perpindahan panas (m<sup>2</sup>)  
 $\Delta T_m$  = Perbedaan temperatur rata-rata yang sesuai diantara dua fluida (°C)  
 $T_1$  = *Shell inlet Temperature* (K)  
 $T_2$  = *Shell outlet Temperature* (K)  
 $t_1$  = *Tube inlet Temperature* (K)  
 $t_2$  = *Tube outlet Temperature* (K)  
 $\varepsilon$  = Efektifitas perpindahan panas ( $0 \leq \varepsilon \leq 1$ )  
 $q$  = Perpindahan panas aktual (W)  
 $q_{max}$  = Perpindahan panas maksimal yang bisa terjadi (W)  
 $C_h$  = Kapasitas panas dari fluida panas (W/°C)  
 $C_c$  = Kapasitas panas dari fluida dingin (W/°C)  
 $NTU$  = *Number of transfer unit*  
 $A_s$  = Luas permukaan *heat exchanger* (m<sup>2</sup>)  
 $C_{min}$  = Kapasitas panas minimum (W/°C)  
 $C_{max}$  = Kapasitas panas maksimum (W/°C)

## DAFTAR TABEL

Tabel 2.1. Komposisi singkong tiap 100 g bahan .....	12
Tabel 2.2 <i>Specific heat</i> udara .....	42
Tabel 2.3 <i>Thermophysical properties</i> Freon .....	43
Tabel 4.1 Properti <i>refrigerant-134a saturated vapor</i> .....	69
Tabel 4.2 Ukuran standar pipa tembaga (ASTM B280, 2019) .....	70
Tabel 4.3 Properti udara temperatur 22,5°C.....	71
Tabel 4.4 Properti <i>refrigerant-134a saturated liquid</i> .....	81
Tabel 4.5 Properti udara temperatur 30°C.....	83
Tabel 5.1 Spesifikasi hasil perancangan alat <i>low temperatur dryer</i> .....	109



## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Proses perpindahan panas secara konveksi (a) <i>Forced Convection</i> (b) <i>Natural convection</i> .....	14
Gambar 2.2 Prinsip kerja (a) <i>refrigerator</i> dan (b) <i>heat pump</i> .....	16
Gambar 2.3 Skema dan diagram dari siklus ideal refrigerasi kompresi-uap .....	18
Gambar 2.4 Pendinginan udara pada tekanan konstan dalam diagram T-s .....	22
Gambar 2.5 Diagram Psychrometrik yang telah disederhanakan .....	23
Gambar 2.6 Macam proses pengkondisian udara dalam grafik psychrometrik .....	24
Gambar 2.7 Proses pendinginan dehumidifikasi .....	26
Gambar 2.8 Proses pemanasan udara .....	28
Gambar 2.9 Prinsip kerja <i>heat exchanger</i> (a) <i>parallel flow</i> (b) <i>Counter flow</i> .....	29
Gambar 2.10 Jenis <i>Cross-flow heat exchanger</i> (a) <i>unmixed cross-flow</i> (b) <i>mixed</i> ...	30
Gambar 2.11 Jenis <i>compact heat exchanger</i> .....	31
Gambar 2.12 Tahanan termal pada <i>double-pipe heat exchanger</i> .....	33
Gambar 2.13 Diameter hidrolis berdasarkan bentuk pipa .....	37
Gambar 2.14 Konfigurasi <i>heat exchanger</i> berjenis <i>circular-tube continous fin</i> dan diagram $\dot{J}_H$ .....	39
Gambar 2.15 Posisi $\Delta T_1$ dan $\Delta T_2$ pada <i>heat exchanger</i> (a) tipe <i>parallel-flow</i> dan (b) tipe <i>counter-flow</i> .....	44
Gambar 2.16. Variabel $\Delta T_1$ dan $\Delta T_2$ pada <i>heat exchanger</i> berjenis <i>cross-flow</i> dan <i>multipass heat exchanger</i> .....	46
Gambar 2.17 Diagram <i>Correction factor F</i> untuk <i>heat exchanger</i> dan <i>cross-flow</i> .	46

Gambar 3.1 Konsep alat <i>low temperature dryer</i> .....	51
Gambar 3.2 Bagan alur perancangan.....	55
Gambar 3.3 Isometrik dan komponen <i>low temperature dryer</i> .....	60
Gambar 3.4 Model simulasi ruang pengering aliran horizontal .....	61
Gambar 4.1 Proses pengkondisian udara dengan dalam grafik <i>psychrometric</i> .....	63
Gambar 4.2 Perubahan RH terhadap temperatur pada <i>heat exchanger</i> menggunakan grafik <i>Psychrometric</i> .....	64
Gambar 4.3 Diagram siklus refrigerasi ideal .....	66
Gambar 4.4 Diagram properti <i>refrigerant-134a</i> .....	67
Gambar 4.5 Spesifikasi <i>heat exchanger</i> berjenis <i>circular tube-continuous fin</i> .....	72
Gambar 4.6 Dimensi <i>evaporator (mm)</i> .....	80
Gambar 4.7 Spesifikasi <i>heat exchanger</i> berjenis <i>circular tube-continuous fin</i> .....	84
Gambar 4.8 Dimensi kondensor (mm).....	92
Gambar 4.9 Proses <i>heating</i> udara pada grafik <i>Psychrometric</i> .....	93
Gambar 4.10 Dimensi ruang pengering .....	97
Gambar 4.11 Penataan sampel pada rak pengering.....	98
Gambar 4.12 <i>Meshing</i> dari model ruang pengering .....	99
Gambar 4.13 Distribusi aliran udara pada ruang pengering tampak isometris .....	100
Gambar 4.14 Distribusi aliran udara pada ruang pengering tampak samping .....	100
Gambar 4.15 Distribusi temperatur udara pada ruang pengering.....	101
Gambar 4.16 Pusaran pada aliran di dalam pengering .....	102
Gambar 4.17 Penyesuaian dimensi ukuran <i>difusser</i> pada model simulasi ruang pengering (mm) .....	103

Gambar 4.18 Distribusi aliran udara (simulasi ke-2) tampak isometris .....	104
Gambar 4.19 Distribusi aliran udara (simulasi ke-2) tampak samping .....	104
Gambar 4.20 Distribusi temperatur pada ruang pengering (simulasi ke-2).....	105
Gambar 4.21 Model ruang pengering dengan penyekat .....	105
Gambar 4.22 Distribusi aliran udara model ruang pengering berpenyekat (simulasi ke-3) tampak isometris.....	106
Gambar 4.23 Distribusi aliran udara model ruang pengering berpenyekat (simulasi ke-3) tampak samping .....	107
Gambar 4.24 Distribusi temperatur pada model ruang pengering berpenyekat (simulasi ke-3) .....	108

## DAFTAR LAMPIRAN

- Lampiran I : Gambar bentuk dan dimensi alat  
Lampiran II : Laporan simulasi ANSYS

# **BAB I**

## **PENDAHULUAN**

### **1.1 Latar Belakang**

Perkembangan sains dan teknologi saat ini semakin menuntut adanya efisiensi dalam segala hal khususnya terhadap waktu. Saat ini sebagian masyarakat modern lebih memilih untuk mencari sesuatu yang praktis dan instan. Tujuannya untuk mengoptimalkan penggunaan waktu agar dapat digunakan semaksimal mungkin pada hal lain yang bersifat produktif. Sebagai contoh saat ini banyak tersedia makanan cepat saji yang hanya perlu diseduh dengan air panas untuk menyajikannya. Adanya teknologi yang menjaga bahan makanan agar dapat bertahan dalam jangka waktu yang lama tanpa mengubah kualitas nutrisi yang terkandung di dalamnya menyebabkan hal tersebut dapat terealisasi (Wang et al., 2013).

Teknologi pengeringan telah menjadi salah satu teknologi yang dibutuhkan oleh industri di masa kini. Salah satu industri yang mengadopsi pemanfaatan teknologi ini adalah industri makanan. Kemampuan teknologi pengeringan dalam menjaga kualitas makanan menjadi daya tarik tersendiri bagi industri makanan. Teknologi pengeringan telah berkembang dari teknologi yang berguna untuk mengawetkan makanan menjadi teknologi yang digunakan dalam pengembangan produk, memudahkan penggunaan produk dan memenuhi permintaan kualitas konsumen. Selain itu produk hasil proses pengeringan

memiliki volume yang relatif lebih kecil dibandingkan sebelumnya karena telah berkurangnya kandungan air sehingga produk menjadi lebih mudah dalam pengemasan dan pendistribusian (Djaeni dan Sari, 2015).

Proses pengeringan yang ada saat ini diantaranya pengeringan tradisional yaitu dengan melakukan pengeringan menggunakan bantuan dari panas sinar matahari. Jenis pengeringan ini merupakan metode pengeringan dengan ruang terbuka (*open air drying*) yang masih sering dipakai karena tidak banyak membutuhkan biaya dengan memanfaatkan sumber energi yang gratis dan berkelanjutan. Namun pengeringan jenis ini memiliki banyak kekurangan karena sangat tergantung pada kondisi cuaca dan memiliki masalah terhadap adanya kontaminasi, serangan bakteri dan kutu sehingga berpengaruh terhadap kualitas hasil pengeringan. Selain itu waktu pengeringan yang dibutuhkan dapat berlangsung sangat lama sehingga berpotensi menimbulkan kerugian pasca panen (Sekyere et al., 2016).

Pengeringan menggunakan oven merupakan jenis pengeringan dengan ruangan tertutup (*closed drying*) untuk mengeringkan produk pangan dengan cara menggunakan udara panas sehingga kandungan air di dalam bahan pangan dapat menguap. Penggunaan oven sebagai alat pengering memiliki kerugian yaitu membutuhkan waktu yang lama dan dapat menyebabkan penurunan kualitas pada hasil produk yang dikeringkan (Trisnawati et al., 2014).

Pengeringan menggunakan microwave merupakan jenis pengeringan dengan ruangan tertutup (*closed drying*) yang memiliki kemampuan dalam

kecepatan pengeringan. Tingkat penyerapan energi dari gelombang mikro dikendalikan oleh kelembaban produk yang menyebabkan pengeringan dengan *microwave* dapat digunakan untuk pengeringan bagian dalam produk yang mengandung kadar air tanpa mempengaruhi bagian luarnya. Salah satu kelemahan pengeringan menggunakan *microwave* adalah temperatur yang berlebihan di sepanjang tepi dari produk pengeringan yang menyebabkan hangus dan rasa yang tidak enak terutama pada tahap akhir pengeringan. Sulitnya pengendalian temperatur produk juga menjadi kelemahan pengeringan jenis ini (Chandrasekaran, et al., 2013).

Secara umum kelemahan pengering konvensional dengan atau tanpa alat bantu terletak pada produk yang dihasilkan. Gagasan pengeringan dengan temperatur rendah dimunculkan sebagai solusi kebutuhan pengeringan bahan pangan untuk hasil yang lebih berkualitas dengan waktu pengeringan yang lebih cepat. Penggunaan alat *low temperature dryer* ditujukan untuk pengeringan bahan makanan yang mudah rusak apabila berada di lingkungan bertemperatur tinggi.

Berbagai alat pengeringan bertemperatur rendah telah banyak bermunculan sebagai pengering bahan pangan. Namun waktu pengeringan masih terlalu lama dan pengeringan tidak merata. Sebagai contoh seperti yang terjadi pada alat pengering bahan makanan di Griya Ketelaku (GK) kelurahan Pelalangan, Gunung Pati, Semarang. Berbagai bahan pangan yang dikeringkan seperti singkong, wortel, buah dan umbi-umbian tidak dapat dikeringkan secara sempurna dikarenakan udara pengering dialirkan secara vertikal dari bawah ke atas dengan posisi rak/*tray* disusun juga secara vertikal. Sehingga pengeringan

yang optimal hanya terjadi pada rak paling atas dan rak paling bawah. Selain itu pengeringan juga membutuhkan waktu yang lama sampai semua bahan benar-benar kering bahkan bisa mencapai 24 jam.

Oleh karena itu perlu dilakukannya penelitian untuk mendesain *low temperature dryer* dengan arah aliran udara horizontal yang sesuai untuk pengeringan bahan pangan.

## 1.2 Identifikasi Masalah

Berdasarkan ulasan yang telah dijelaskan di atas maka permasalahan yang menjadi fokus utama dalam penelitian ini untuk mendesain *low temperature dryer* dapat diidentifikasi sebagai berikut:

1. Besar *mass flow rate* udara yang dibutuhkan untuk pengeringan.
2. Luas permukaan *evaporator*
3. Luas permukaan kondensor
4. Daya yang dibutuhkan kompresor
5. Jumlah panas yang ditransferkan oleh *heater*.
6. Estimasi waktu pengeringan
7. Visualisasi aliran udara horizontal pada rak pengering

## 1.3 Pembatasan Masalah

Permasalahan dalam penelitian ini agar tidak melebar dari tujuan yang telah ditetapkan maka peneliti perlu membatasi permasalahan yang diangkat pada penelitian ini yaitu:



1. Perancangan difokuskan pada perhitungan perpindahan panas.
2. Efisiensi alat diasumsikan sebesar 100%
3. Perhitungan tidak meliputi rugi kalor.
4. Perhitungan isolator tidak dicari.
5. Bahan sampel yang dikeringkan adalah singkong.

#### **1.4 Rumusan Masalah**

Permasalahan yang akan dibahas dalam penelitian ini yaitu:

1. Bagaimana desain alat perpindahan panas *low temperature dryer* ?
2. Bagaimana geometri bentuk dari alat *low temperature dryer* ?
3. Bagaimana distribusi aliran udara horizontal dan temperatur pada rak pengering ?

#### **1.5 Tujuan**

Tujuan yang ingin dicapai pada penelitian ini adalah

1. Mengetahui desain alat perpindahan panas *low temperature dryer*.
2. Mengetahui geometri bentuk dari alat *low temperature dryer*.
3. Mengetahui distribusi aliran udara horizontal dan temperatur pada rak pengering.

#### **1.6 Manfaat**

Penelitian ini diharapkan dapat memberikan manfaat bagi beberapa pihak diantaranya :

1. Bagi peneliti : mendapatkan desain alat *Low Temperature Dryer*.

2. Bagi pembaca : menambahkan wawasan dan referensi tentang desain alat *Low Temperature Dryer*.
3. Bagi masyarakat : memberikan wawasan serta sumber referensi untuk pengembangan bisnis pengeringan bahan pangan.

## BAB II

### KAJIAN PUSTAKA DAN LANDASAN TEORI

#### 2.1 Kajian Pustaka

Beberapa studi literatur tentang penelitian *low temperature dryer* telah dilakukan sebagai sumber bacaan dan bahan perbandingan untuk mengenali berbagai kelebihan dan kekurangan dari desain yang telah ada. Perbedaan desain alat yang bermacam pada penelitian sebelumnya menjadi informasi yang berguna untuk membuat desain *low temperature dryer* agar sesuai dengan kebutuhan dan kondisi teknis yang ada.

Djaeni dan Sari, (2015) meneliti tentang alat pengering temperatur rendah pada pengeringan rumput laut dengan menggunakan zeloite 3 A sebagai media penyerap kelembapan. Rumput laut yang sensitif terhadap panas dijaga kualitas nutrisinya dengan mengontrol temperatur pengeringan. Percobaan dilakukan dengan memvariasikan temperatur pada 40, 50, 60 dan 70°C dengan kecepatan udara 5 dan 7 m.s<sup>-1</sup>. Hasilnya menunjukkan penggunaan zeloite membantu penyerapan air lebih baik dibandingkan tanpa zeloit. Temperatur udara dan kecepatan udara juga mempengaruhi pelepasan kandungan air di dalam rumput laut. Pengeringan tercepat dicapai pada temperatur dan kecepatan udara tertinggi. Selain itu rumput laut yang dikeringkan pada temperatur 70°C atau di bawahnya menunjukkan kualitas yang cukup baik.

Handayani, Rahmat dan Darmanto, (2014) meneliti tentang alat pengering jahe menggunakan metode *low temperature dryer*. Pengeringan tersebut dibantu dengan bantuan alat penukar kalor berupa AC (*Air Conditioner*) sebagai dehumidifier. Temperatur disesuaikan menggunakan *heater* sehingga mencapai temperatur 60°C. Variasi dilakukan berdasarkan penempatan jahe di dalam rak yang disusun sebanyak 3 tingkat dengan 8 titik pengukuran pada masing – masing rak. Berdasarkan hasil uji coba diperoleh kesimpulan bahwa alat pengering mampu mengatur temperatur dan kelembapan relatif pada 60°C dan 0% RH selama peralatan beroperasi. Kadar air jahe mulai berkurang pada jam ke 3 dari dimulainya alat beroperasi. Hasil pengeringan menunjukkan kadar air yang tidak merata pada setiap titik dikarenakan distribusi aliran yang tidak merata. Perlu dilakukan pengaturan distribusi udara yang sesuai untuk mendapatkan aliran udara yang merata sehingga dapat meningkatkan efisiensi pengeringan.

Kurniawan dan Aziz, (2016) Merancang kondensor yang digunakan sebagai alat pengering pakaian menggunakan mesin pendingin ruangan (*Air Conditioner*)  $\frac{1}{2}$  PK. Panas yang dibuang oleh kondensor dimanfaatkan untuk memanaskan udara yang dihembuskan dengan kipas sebagai media transfer panas untuk mengeringkan pakaian. Diketahui jenis *refrigerant* yang digunakan pada penelitian ini adalah R-22, temperatur kondensor sebesar 45°C dan temperatur evaporator sebesar 16°C. Udara yang masuk menuju ke kondensor adalah 30°C dan keluar dari kondensor ditetapkan sebesar 40°C. Bahan pipa kondensor terbuat dari tembaga dengan diameter luar 0,5 inch dan diameter dalam 0,4 inch.

Berdasarkan perhitungan dihasilkan rancangan kondensor membutuhkan panjang pipa 20 m dengan panjang laluan 0,66 m sebanyak 30 laluan.

Fayose dan Huan, (2016) mengulas tentang prinsip dan potensi teknologi pengeringan menggunakan *heat pump* pada pengeringan sayur dan buah di Afrika. Hasil ulasannya menunjukkan bahwa pengeringan menggunakan *heat pump* merupakan teknologi yang menjanjikan yang dapat menjaga kualitas makanan dan mengurangi energi yang digunakan untuk pengeringan khususnya pada produk yang mempunyai nilai jual tinggi seperti buah-buahan dan sayur-sayuran. Penggunaan *heat pump drying* berperan positif terhadap sejumlah sifat buah dan sayur seperti peningkatan daya tahan terhadap mikroba, warna yang lebih baik, terjaganya vitamin C, peningkatan *volatile*, tekstur, aroma dan rasa yang lebih baik.

Putra dan Ajiwiguna, (2017) meneliti tentang pengaruh temperatur udara dan kecepatan udara pada proses pengeringan. Dibuat sebuah model eksperimen berupa *ducting* dengan ukuran 9 x 9 cm dan panjang 30 cm. ditempatkan sebuah blower di ujung *ducting* serta dua buah *heater* di tempatkan di dalam *ducting* tersebut. Kecepatan dan temperatur udara diukur secara kontinyu menggunakan anemometer digital dan termokopel. Obyek basah dengan massa tertentu ditempatkan di depan *output ducting*. Massa dari obyek yang dikeringkan diukur setiap sepuluh menit. Eksperimen dilakukan dengan kecepatan udara yang berbeda dimulai dari 1,6 m/s hingga 2,8 m/s dengan kenaikan kecepatan 0,4 m/s setiap pengujian. Temperatur diatur pada 30°C sampai 45°C. Hasilnya dapat disimpulkan bahwa peningkatan temperatur dan kecepatan udara menyebabkan

peningkatan laju pengeringan. Akan tetapi pengaruh temperatur tidak cukup signifikan pada keadaan temperatur tinggi. Laju pengeringan yang tinggi terjadi pada awal proses namun berangsur-angsur turun ketika proses pengeringan sedang terjadi. Hal ini membuktikan bahwa proses pengeringan membutuhkan energi yang lebih besar ketika kandungan air pada obyek yang dikeringkan berjumlah sedikit.

Olajide, Ajala dan Ngoddy, (2018) membuat desain terowongan pengering untuk pengeringan hasil pertanian di Nigeria. Pengering di rancang agar dengan dua jenis pengoperasian (searah dan berlawanan arah). Pengering berkapasitas 35 kg setiap pengoperasian telah didesain, difabrikasi dan diuji coba. Ruang pengering memiliki volume  $0,408 \text{ m}^3$ , dengan 6 susun rak dan terdiri dari 6 rak ditiap susunnya. Pengering dirancang memiliki temperatur sebesar  $50^\circ\text{C}$  sampai  $150^\circ\text{C}$  dan kecepatan udara 2 sampai 8 m/s. Kepingan singkong digunakan untuk menguji alat pengering. Hasilnya pengering dapat mengurangi kandungan air dari 75% menjadi 14% dalam waktu 8 jam

## **2.2 Landasan Teori**

### **2.2.1 Proses pengeringan**

Pengeringan adalah sebuah unit operasi yang mencakup proses perpindahan panas dan massa secara terus menerus untuk melepas kelembapan atau kadar air dari sebuah benda padat. Pengeringan merupakan suatu cara yang dilakukan untuk mengawetkan bahan pangan dengan cara menurunkan kelembapan. Pengeringan termal menyumbang 10-20% dari konsumsi energi industri nasional di negara maju di dunia (Liu dan Lee, 2015).

### 2.2.2 Klasifikasi pengeringan

Alat pengering menggunakan prinsip perpindahan panas dan massa sebagai prinsip dasar operasional dalam mentransferkan energi. Menurut Kudra dan Mujumdar, (2009: 12) pengeringan menurut energi inputnya dibedakan menjadi beberapa cara perpindahan energi diantaranya: konveksi, konduksi, radiasi, medan elektromagnetik, kombinasi dari mode perpindahan panas, *intermittent/continous* dan adiabatik/nonadiabatik. Berdasarkan temperaturnya pengeringan ada 3 jenis yaitu:

1. Di bawah temperatur didih.
2. Di atas temperatur didih.
3. Di bawah titik beku.

Pengeringan di bawah temperatur didih, di atas temperatur didih dan di bawah titik beku, semua mengacu kepada titik didih dan titik beku air. Di dalam penelitian ini hanya akan dibahas pengeringan dengan temperatur rendah (di bawah titik didih) yang berhubungan dengan bahasan *low temperature dryer*. Menurut Djaeni dan Sari, (2015) dalam penelitiannya tentang pengeringan rumput laut menyatakan bahwa pengeringan menggunakan temperatur tinggi dapat mempercepat waktu pengeringan. Pengeringan temperatur tinggi tidak direkomendasikan karena mengurangi rehidrasi dan aktifitas antioksidan. Kandungan nutrisi seperti protein dari rumput laut juga akan berkurang. Pengeringan dengan metode temperatur rendah lebih diutamakan dalam penelitiannya untuk dapat memprediksi lama waktu pengeringan yang tepat dan tetap menjaga kualitas produk.

### 2.2.3 Karakteristik singkong

Singkong merupakan bahan makanan yang cukup dikenal di Indonesia. Berdasarkan data dari Badan Pusat Statistik (BPS) mencatat bahwa produksi singkong di Indonesia mencapai 21.801.415 ton pada tahun 2015. Sebagai bahan makanan singkong memiliki kandungan gizi seperti yang terangkum dalam Tabel berikut:

Tabel 2.1. Komposisi singkong tiap 100 g bahan (Sumber: Koswara, 2013).

Komponen	Kadar
Kalori	146,00 kal
Air	62,50 g
Fosfor	40,00 mg
Karbohidrat	34,00 g
Kalsium	33,00 mg
Vitamin C	30,00 mg
Protein	1,20 g
Besi	0,70 mg
Lemak	0,30 mg
Vitamin B1	0,06 mg

Singkong dalam keadaan segar tidak tahan lama dan mudah rusak. Permasalahan yang dihadapi adalah sifat singkong yang sangat rentan terhadap infeksi jamur dan mikroba. Secara otomatis waktu simpan dari singkong tergolong sangat pendek. Penyimpanan bisa dilakukan dengan waktu yang lebih lama dengan mengolah singkong menjadi bentuk lain yang lebih awet seperti gaplek dan tepung tapioka. Salah satu proses yang harus dilakukan untuk mengolah singkong menjadi tepung adalah proses pengeringan. Singkong yang



mengandung kadar air sekitar 62,5% harus dikeringkan agar kandungan air menjadi minimal 14% (Koswara, 2013).

Kadar air dari singkong perlu diturunkan dengan cara melakukan penyerapan panas. Jumlah panas yang diperlukan untuk melepaskan kandungan air dari singkong sama dengan jumlah panas yang diterima oleh singkong ditambah dengan panas latent dari air didalam singkong. Nilai *specific heat* dari singkong ( $C_{p_s}$ ) adalah 3,41 kJ/kg°C, nilai massa jenis dari singkong adalah 416 kg/m<sup>3</sup> dan nilai panas latent air didalam singkong adalah 4,186 (597-0,56(T<sub>pr</sub>)) kJ/kg dengan (T<sub>pr</sub>) adalah temperatur akhir singkong (Olajide, Ajala dan Ngoddy, 2018).

#### 2.2.4 Perpindahan panas dan massa

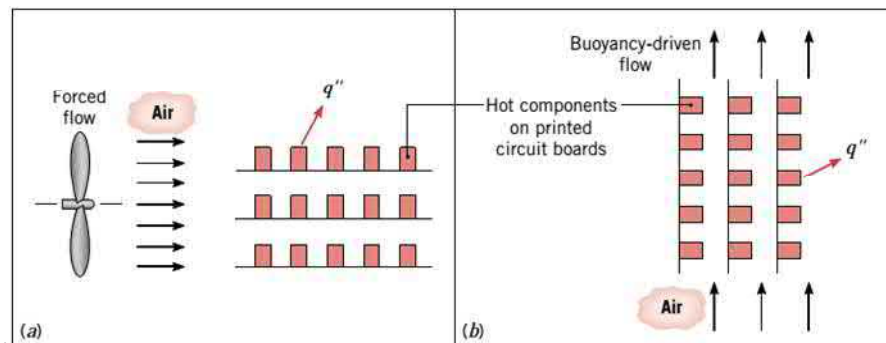
Pengeringan sangat berkaitan dengan perpindahan panas dan massa karena diperlukan transfer energi untuk mengeringkan kandungan air pada produk. Menurut Bergman dan Incropera, (2011: 2) perpindahan panas adalah energi panas yang berpindah dikarenakan adanya perbedaan temperatur. Kapan saja terdapat perbedaan temperatur pada sebuah medium atau di antara kedua media, maka perpindahan panas akan terjadi.

Perpindahan panas dapat terjadi melalui media padat, maupun cair. Terdapat tiga jenis perpindahan panas antara lain:

1. Konduksi yaitu perpindahan panas yang terjadi pada benda padat maupun fluida yang tidak bergerak karena adanya perbedaan temperatur
2. Konveksi yaitu perpindahan panas yang terjadi antara suatu permukaan dan fluida yang bergerak karena adanya perbedaan temperatur.

3. Radiasi yaitu perpindahan panas yang terjadi pada permukaan benda dalam bentuk energi gelombang elektromagnetik meskipun tanpa adanya medium.

Terdapat dua jenis konveksi yaitu *natural convection* dan *forced convection*. Perumpamaan kedua jenis konveksi tersebut dapat dilihat pada Gambar 2.1 di bawah ini.



Gambar 2.1 Proses perpindahan panas secara konveksi (a) *Forced Convection* (b) *Natural convection* (Sumber : Bergman dan Incropera, 2011: 7)

Konveksi paksa (*Forced Convection*) terjadi ketika sumber dari aliran udara disebabkan karena sarana eksternal seperti aliran udara yang berasal dari kipas, pompa atau tiupan angin. Sebagai contoh dilihat dari Gambar 2.1 (a) sebuah kipas menyediakan aliran udara secara paksa untuk mendinginkan komponen elektrik dari papan sirkuit. Lain halnya dengan konveksi alamiah yang aliran udaranya disebabkan oleh perbedaan densitas karena variasi temperatur di dalam fluida atau dikenal sebagai *bouyancy forces*. Sebagai contoh dilihat dari Gambar 2.1 (b) konveksi alami terjadi pada komponen papan sirkuit panas yang disusun secara vertikal. Udara yang bersentuhan dengan komponen mengalami kenaikan temperatur sehingga densitasnya menurun. Densitas udara tersebut lebih

kecil dari pada udara yang ada di sekelilingnya. *Bouyancy force* mendorong udara tersebut ke atas dan digantikan oleh udara disekitar yang memiliki temperatur ruang (lebih rendah) sehingga terciptalah aliran udara ke atas secara alami.

Secara umum perpindahan panas konveksi dapat diketahui melalui persamaan:

$$q = hA_s\Delta T \quad (2.1)$$

Dimana :  $q$  = Total perpindahan panas yang terjadi (W)

$h$  = Koefisien konveksi (W/m<sup>2</sup>K)

$A_s$  = Luas permukaan bidang (m<sup>2</sup>)

$\Delta T$  = Perbedaan temperatur (K)

Perpindahan massa yang terjadi pada saat proses konveksi dapat dihitung dengan persamaan:

$$n_A = \bar{h}_m A_s (\rho_{A,s} - \rho_{A,\infty}) \quad (2.2)$$

Dimana :  $n_A$  = Total perpindahan massa yang terjadi (kg/s)

$\bar{h}_m$  = Koefisien perpindahan massa (m/s)

$A_s$  = Luas permukaan bidang (m<sup>2</sup>)

$(\rho_{A,s} - \rho_{A,\infty})$  = Densitas massa zat A (kg/m<sup>3</sup>)

Jumlah massa yang hilang dari suatu zat ketika dikeringkan dapat dihitung dengan persamaan :

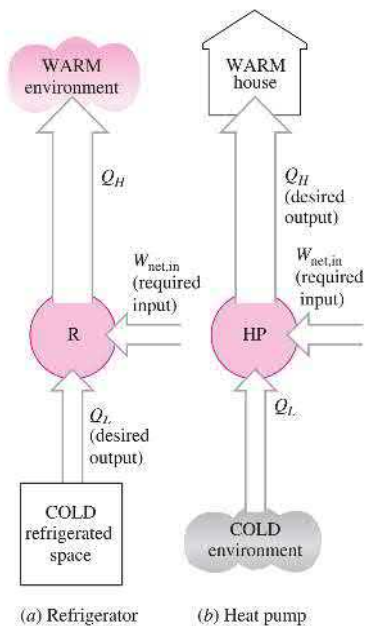
$$m_d = m_w \left( \frac{100\% - m_o}{100\% - m_f} \right) \quad (2.3)$$

$$m_{air} = m_w - m_d$$

Dimana :  $m_d$  = massa benda kering (kg)  
 $m_w$  = massa benda basah (kg)  
 $m_o$  = kandungan air awal (%)  
 $m_f$  = kandungan air akhir (%)  
 $m_{air}$  = massa air (kg)

### 2.2.5 Refrigerasi

Perpindahan panas dari bagian bertemperatur rendah menuju ke bagian bertemperatur tinggi membutuhkan alat spesial yang disebut refrigerator (Cengel dan Boles, 2002: 608). Refrigerator adalah sebuah alat yang bekerja atas dasar siklus. Fluida kerja yang dipakai dinamakan *refrigerant*. *Refrigerator* dan *heat pump* sejatinya merupakan benda yang sama, perbedaannya hanya pada pemakaiannya seperti yang ditunjukkan Gambar 2.2.



Gambar 2.2 Prinsip kerja (a) *refrigerator* dan (b) *heat pump*  
 (Sumber : Cengel dan Boles, 2002: 608)

*Refrigerant* dipompa menggunakan kompresor untuk mendapatkan temperatur yang lebih tinggi dan dibuang panasnya melalui kondensor. Kemudian *refrigerant* dikabutkan pada *evaporator* melalui katup ekspansi sehingga temperatur menurun drastis.

Performa dari refrigerator dan heat pump dinyatakan dalam bentuk *coefficient of performance* (COP), seperti persamaan di bawah ini:

$$\begin{aligned} \text{COP}_R &= \frac{\text{Desired output}}{\text{Required input}} = \frac{\text{Cooling effect}}{\text{Work input}} = \frac{Q_L}{W_{net,in}} \\ \text{COP}_{HP} &= \frac{\text{Desired output}}{\text{Required input}} = \frac{\text{Heating effect}}{\text{Work input}} = \frac{Q_H}{W_{net,in}} \end{aligned} \quad (2.4)$$

Keterangan :  $\text{COP}_R$  = Koefisien performa refrigerator

$\text{COP}_{HP}$  = Koefisien performa heat pump

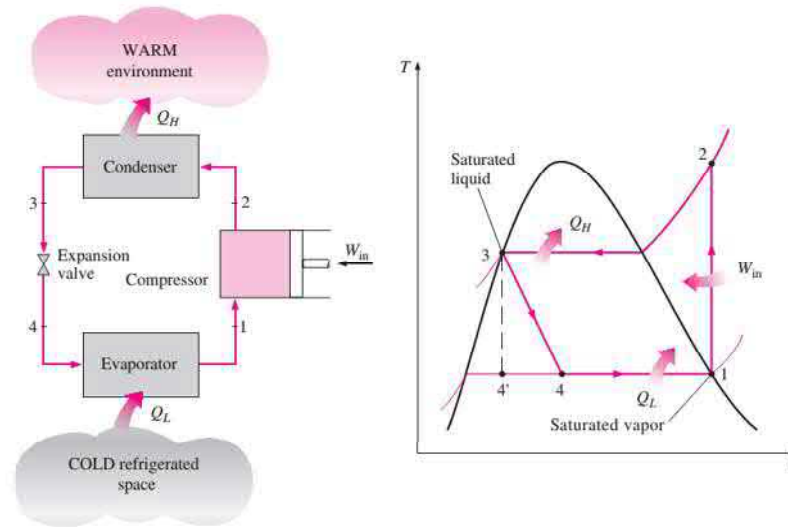
$Q_L$  = Panas yang dilepas (joule)

$Q_H$  = Panas yang disuplai (joule)

$W_{net,in}$  = Kerja kompresor (joule)

Kapasitas pendinginan dari sebuah system refrigerasi yaitu jumlah panas yang dilepas dari ruang pendinginan sering disebut sebagai *tons of refrigeration*.

Prinsip kerja suatu refrigerator tidak lepas kaitannya dengan kerja suatu siklus. Siklus yang mendasari prinsip kerja dari sistem refrigerasi adalah siklus ideal refrigerasi kompresi-uap. Siklus yang ditunjukkan pada Gambar 2.3 ini secara umum banyak digunakan oleh alat refrigerasi seperti refrigerator dan *air-conditioner*.



Gambar 2.3 Skema dan diagram dari siklus ideal refrigerasi kompresi-uap  
(Sumber : Cengel dan Boles, 2002: 611)

Siklus tersebut memiliki empat proses disetiap langkahnya yaitu:

- 1-2 kompresi isentropik di kompresor
- 2-3 pelepasan panas di kondensor pada tekanan konstan
- 3-4 ekspansi pada katup ekspansi
- 4-1 penyerapan panas di evaporator pada tekanan konstan

Menurut Cengel dan Boles, (2002: 612) kondenser dan *evaporator* tidak ikut terlibat dalam setiap pekerjaan refrigerasi, dan kompresor dapat diperkirakan bekerja secara adiabatik. COP dari refrigerator dan heat pump dapat dinyatakan dengan bentuk persamaan:

$$\text{COP}_R = \frac{qL}{W_{net,in}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_3} \quad (2.5)$$

$$\text{COP}_{HP} = \frac{qH}{W_{net,in}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_3}$$

### 2.2.6 Humidity

Jumlah kandungan air di dalam udara dapat dinyatakan dengan 2 cara. Salah satunya disebut dengan *specific humidity* atau rasio humiditas yaitu jumlah massa uap air yang terkandung dalam suatu massa udara kering (*dry air*). Rasio tersebut sering dinotasikan sebagai  $\omega$  dengan persamaan:

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} \quad (2.6)$$

Keterangan :  $\omega = \text{specific humidity}$

$m_v = \text{massa uap air (kg)}$

$m_a = \text{massa udara kering (kg)}$

Ketika uap air ditambahkan ke udara kering maka *specific humidity* akan terus meningkat sampai air udara tidak dapat menahan jumlah uap air lagi. Kondisi ini disebut dengan udara jenuh (*saturated air*). Udara tidak dapat ditambahkan kelembapan lagi pada kondisi ini. Kandungan air yang ditambahkan ke udara jenuh akan terkondensasi.

Cara kedua untuk menyatakan humiditas disebut dengan *relative humidity* yaitu jumlah kelembapan di dalam udara ( $m_v$ ) relatif terhadap jumlah kelembapan maksimum yang dapat ditahan oleh udara pada temperatur yang sama ( $m_g$ ).

*Relative humidity* dapat dinyatakan dengan persamaan:

$$\phi = \frac{m_v}{m_g} \quad (2.7)$$

Menurut Cengel dan Boles, (2002: 720) *specific humidity* dan *relative humidity* dapat dituliskan dalam persamaan :

$$\phi = \frac{\omega P}{(0,622 + \omega)P_g} \quad \text{dan} \quad \omega = \frac{0,622\phi P_g}{P - \phi P_g} \quad (2.8)$$

Keterangan :  $\phi = \text{Relative humidity}$

$\omega = \text{Specific humidity}$

$P = \text{Tekanan udara (kPa)}$

$P_g = \text{Tekanan jenuh udara pada temperatur tertentu (kPa)}$

*Relative humidity* berkisar antara 0 (*dry air*) sampai 1 (*saturated air*).

Sebagai catatan bahwa jumlah kelembapan yang dapat disimpan di udara bergantung pada temperaturnya. Sehingga *relative humidity* dapat berubah sesuai temperatur meskipun *specific humidity* bernilai konstan.

### 2.2.7 Udara atmosfer

Udara atmosfer terdiri dari campuran udara kering dan uap air. *Enthalpy* dari udara atmosfer sendiri merupakan gabungan dari *Enthalpy* udara kering dan *Enthalpy* uap air sehingga dapat dibuat persamaan :

$$H = H_a + H_v = m_a h_a + m_v h_v$$

atau

$$h = h_a + \omega h_g$$

(2.9)

Keterangan :  $H = \text{Enthalpy}$  udara atmosfer (kJ)



$H_a = \text{Enthalpy udara kering (kJ)}$

$H_v = \text{Enthalpy uap air (kJ)}$

$h = \text{Enthalpy per satuan massa (kJ/kg)}$

$h_a = \text{Enthalpy udara kering per massa (kJ/kg)}$

$h_g = \text{Enthalpy uap air per massa (kJ/kg)}$

Temperatur dari udara atmosfer sering disebut *dry-bulb temperatur*. Tujuannya untuk memudahkan istilah temperatur udara atmosfer dengan temperatur lainnya.

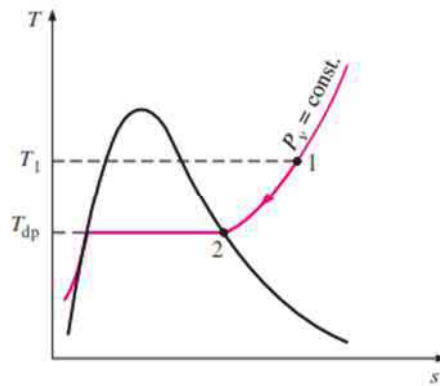
Adapun properti dari udara atmosfer bervariasi berdasarkan ketinggiannya dari permukaan air laut. Properti tersebut dapat dilihat pada Tabel-A16 “Thermodynamics An Engineering Approach”. Udara atmosfer dalam keadaan *Standart Temperature and Pressure (STP)* dengan ketinggian setara permukaan laut dan temperatur 15°C memiliki densitas 1,225 kg/m<sup>3</sup> (Cengel dan Boles, 2002).

Kondisi udara juga berbeda di setiap tempat dan setiap waktu. Nasrullah, et al., (2015) melakukan penelitian tentang temperatur dan kelembaban udara relatif *outdoor* yang dilakukan di bangunan kampus fakultas teknik Universitas Hasanudin di Gowa. Hasilnya menunjukkan temperatur dan kelembaban udara relatif sangat fluktuatif. Temperatur udara rata-rata yang terukur pada waktu siang hari (pukul 09.30-10.30) mencapai 30°C dengan relatif humidity rata-rata 49%. Sedangkan pada malam hari (pukul 23.00-23.30) temperatur udara rata-rata

mencapai 25°C dengan kelembaban udara relatif rata-rata adalah 75%. Kondisi ini merupakan hal yang wajar mengingat Indonesia merupakan negara kepulauan di daerah sekitar garis katulistiwa yang memiliki iklim tropis lembab.

### 2.2.8 Dew-point Temperature

Salah satu faktor penting dalam pengeringan adalah bagaimana cara mengurangi kandungan air pada bahan yang dikeringkan. Maka perlu dilakukan pengurangan kandungan air pada udara pengering (dehumidifikasi). Adapun cara yang dapat dilakukan yaitu dengan mengkondensasikan uap air sehingga air dapat terpisah dari udara kering seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.4 tentang diagram T-s air.



Gambar 2.4 Pendinginan udara pada tekanan konstan dalam diagram T-s  
(Sumber : Cengel dan Boles, 2002: 722)

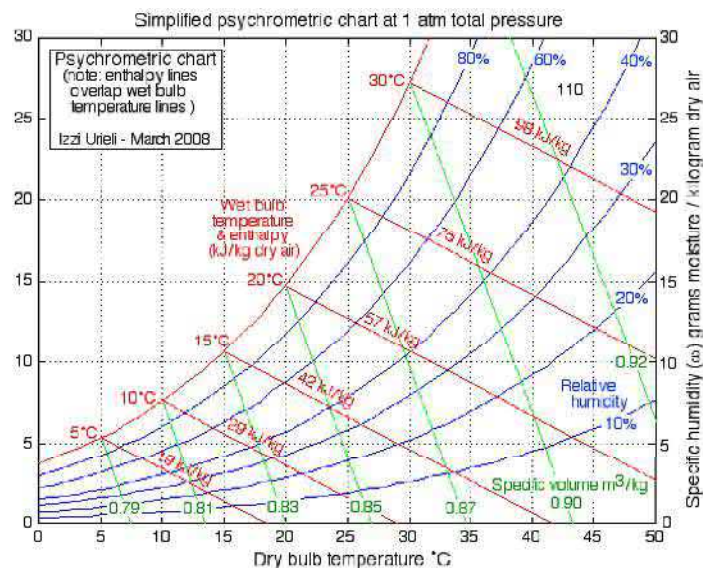
Udara mengalami penurunan temperatur dari  $T_1$  menuju  $T_{dp}$  pada tekanan konstan. Pada titik temperatur tersebut *relative humidity* menjadi 100% dan setiap penurunan temperatur akan mengakibatkan kondensasi pada uap air. *Dew-point temperature*  $T_{dp}$  adalah temperatur yang menjadi acuan terjadinya kondensasi

ketika udara didinginkan pada tekanan konstan (Cengel dan Boles, 2002: 722). Kondisi uap air pada temperatur tersebut mengalami pengembunan atau dengan kata lain  $T_{dp}$  adalah temperatur jenuh dari air berdasarkan tekanan uap :

$$T_{dp} = T_{sat@P_v} \quad (2.10)$$

### 2.2.9 Psychrometric chart

Grafik psikrometrik menyediakan gambaran properti termodinamik udara, bermacam proses *air conditioning* dan siklus *air conditioning*. Grafik tersebut sangat membantu penghitungan, analisis dan pemecahan masalah rumit yang sering ditemui. Grafik *psychrometric* yang paling populer digunakan adalah grafik yang dikembangkan oleh ASHRAE (*American Society of Heating Refrigeration and Air-Conditioning Engineer*). Ditunjukkan pada Gambar 2.5 diagram *psychrometric* telah disederhanakan agar lebih mudah digunakan.



Gambar 2.5 Diagram Psikrometrik yang telah disederhanakan (Sumber: Urieli, 2008 )

Fungsi *Psychrometric chart* adalah untuk memudahkan dalam mencari properti termodinamik dari udara. Informasi dasar yang digunakan untuk membuat grafik adalah data uap air jenuh ( $T_{sat, P_g}$ ) yang diperoleh dari tabel uap air.

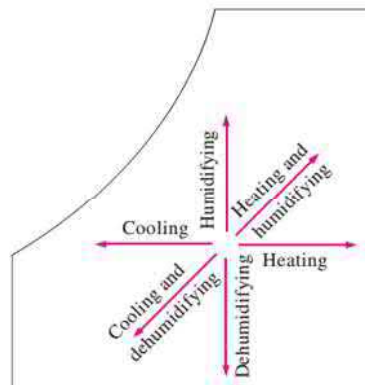
#### 2.2.10 *Air-conditioning process*

Kondisi udara didalam ruang pengering perlu direkayasa agar mendapatkan kondisi udara yang sesuai untuk pengeringan *low temperature*.

Proses pengkondisian udara antara lain:

1. *Simple heating* (menaikkan temperatur)
2. *Simple cooling* (menurunkan temperatur)
3. *Humidifying* (menambahkan kelembapan)
4. *Dehumidifying* (mengurangi kelembapan)

Beberapa macam proses pengkondisian diatas dapat diilustrasikan dalam gambar grafik psychrometrik seperti pada Gambar 2.6 berikut ini.



Gambar 2.6 Macam proses pengkondisian udara dalam grafik psychrometrik  
(Sumber : Cengel dan Boles, 2002: 729)

Proses pengkondisian udara dapat disajikan sebagai proses aliran tunak (*steady flow*) sehingga aliran udara kering maupun basah adalah seimbang (Cengel dan Boles, 2002)

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} \quad (2.11)$$

perubahan energi kinetik dan potensial dapat diabaikan. Keseimbangan energi *steady-flow* dapat dinyatakan dengan :

$$\dot{E}_{in} = \dot{E}_{out} \quad (2.12)$$

$$\dot{Q}_{in} + \dot{W}_{in} + \sum_{in} \dot{m}h = \dot{Q}_{out} + \dot{W}_{out} + \sum_{out} \dot{m}h$$

Keterangan :  $\dot{E}_{in}$  = Energi masuk sistem (J/s)

$\dot{E}_{out}$  = Energi keluar sistem (J/s)

$\dot{Q}_{in}$  = Kalor masuk (J/s)

$\dot{Q}_{out}$  = Kalor keluar (J/s)

$\dot{W}_{in}$  = Usaha masuk (J/s)

$\dot{W}_{out}$  = Usaha keluar (J/s)

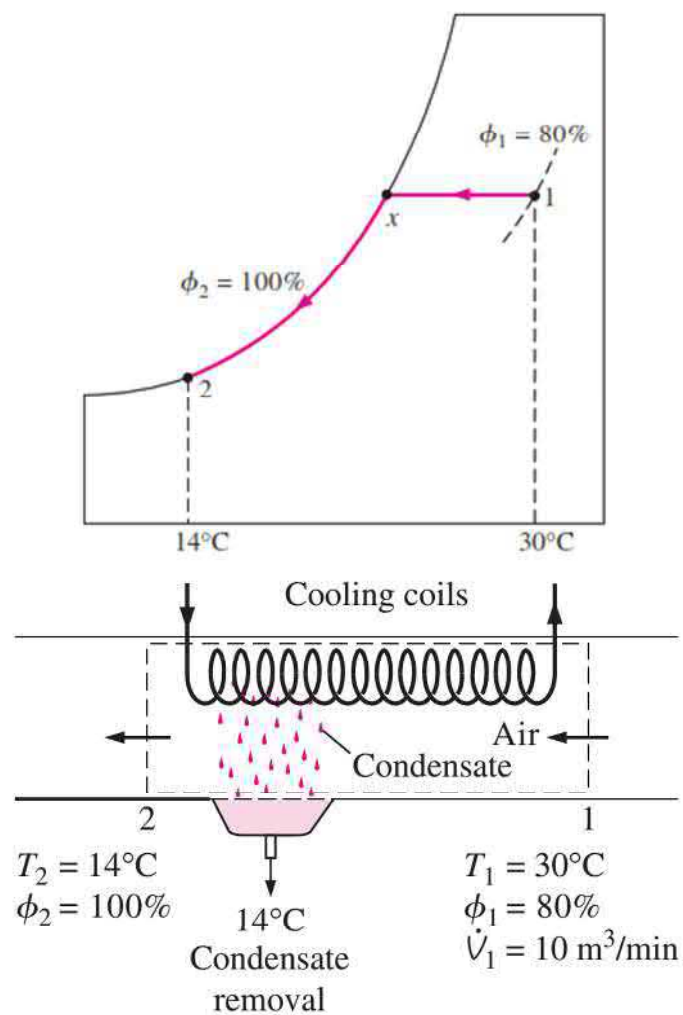
$\sum_{in} \dot{m}h$  = Energi potensial dan kinetik aliran massa (J/s)

$\sum_{out} \dot{m}h$  = Energi potensial dan kinetik aliran massa (J/s)

### 2.2.11 Dehumidifikasi dengan pendinginan

*Specific humidity* dari udara tetap konstan selama proses pendinginan. Tetapi *relative humidity* akan meningkat. Apabila *relative humidity* mencapai

tingkat yang terlalu tinggi, maka kelembapan perlu dilepaskan dari udara sehingga terjadi proses dehumidifikasi. Untuk melakukan proses tersebut dibutuhkan pendinginan udara di bawah temperatur *dew-point*. Proses dehumidifikasi pada udara dengan menggunakan alat pendingin udara diperlihatkan pada Gambar 2.7 berikut.



Gambar 2.7 Proses pendinginan dehumidifikasi  
(Sumber : Cengel dan Boles, 2002: 733)

Sebagai contoh Gambar 2.7 menunjukkan udara lembab memasuki area pendinginan. Udara yang masuk melewati coil pendingin mengalami penurunan temperatur dan kenaikan *relative humidity* pada *specific humidity* konstan. Apabila area pendinginan cukup panjang, maka udara akan mencapai *dew-point*. Pendinginan lebih lanjut pada udara akan menyebabkan beberapa kandungan air pada udara terkondensasi. Udara akan tetap dalam keadaan jenuh selama proses kondensasi berlangsung sehingga menyebabkan udara mencapai *relative humidity* 100% ketika keluar dari area pendingin. Air yang terkondensasi dari udara akan meninggalkan sistem melewati saluran yang berbeda.

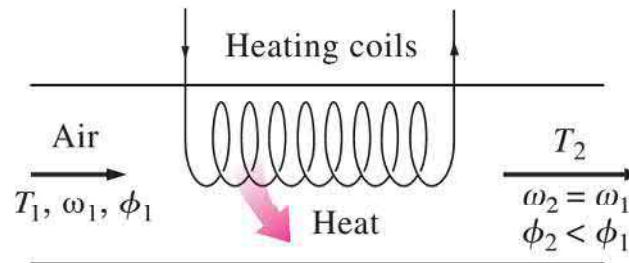
#### 2.2.12 Heater

Elemen pemanas atau *heater* merupakan piranti yang dapat mengubah energi listrik menjadi energi panas melalui proses *Joule Heating*. Prinsip kerja elemen pemanas yaitu arus listrik mengalir pada elemen sehingga menjumpai resistansi dari elemen tersebut sehingga elemen tersebut menghasilkan panas. Elemen pemanas dari *heater* diharuskan memenuhi persyaratan berikut :

1. Harus tahan pada temperatur yang dikehendaki.
2. Memiliki sifat mekanis yang kuat pada temperatur yang ingin dicapai
3. Memiliki koefisien muai yang kecil sehingga tidak terjadi perubahan bentuk yang terlalu besar ketika digunakan
4. Memiliki tahanan jenis yang tinggi
5. Koefisien temperatur harus kecil agar arus kerjanya mendekati konstan

Proses pengeringan penggunaan *heater* ditujukan untuk meningkatkan temperatur dan menurunkan *relative humidity*. Seperti yang ditunjukkan pada

Gambar 2.8 bahwa udara masuk melewati koil pemanas dengan temperatur awal  $T_1$  dan keluar dengan temperatur  $T_2$ .



Gambar 2.8 Proses pemanasan udara  
(Sumber : Cengel dan Boles, 2002: 730)

*Relative humidity* berkurang selama proses pemanasan meskipun *specific humidity* masih konstan. Ini disebabkan karena *relative humidity* merupakan rasio dari kelembapan pada udara terhadap kapasitas kelembapan yang dapat ditampung udara. Terjadi kenaikan kapasitas kelembapan udara yang dapat ditampung seiring dengan kenaikan temperatur.

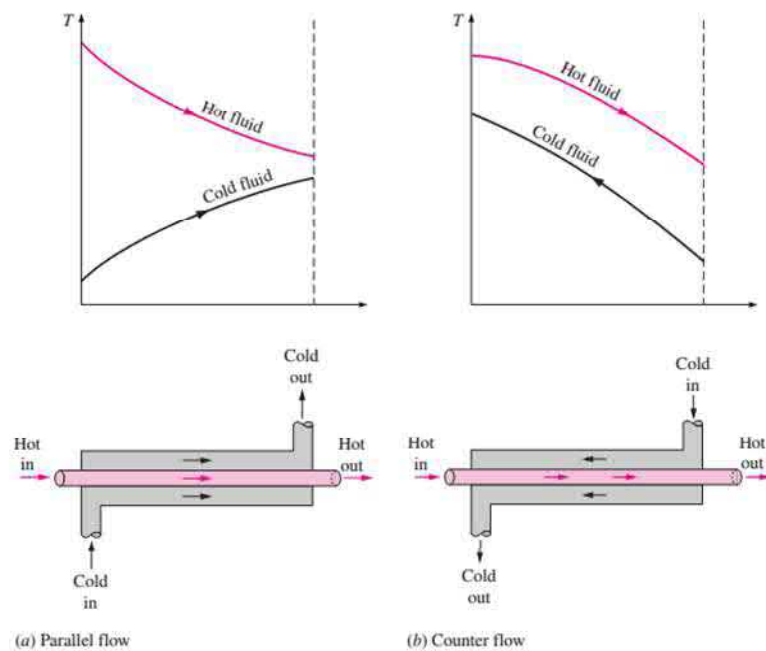
### 2.2.13 Heat exchangers

Menurut Cengel, (2003: 667) *Heat exchanger* adalah alat yang berguna sebagai penukar panas diantara dua fluida pada temperatur yang berbeda sembari menjaga agar fluida tersebut tidak bercampur satu sama lain. Penggunaan *heat exchanger* sering dijumpai pada mesin pemanas atau pengatur suhu udara (*air conditioning system*). *Heat exchanger* biasanya meliputi perpindahan panas secara konveksi dari fluida dan perpindahan panas secara konduksi yang terjadi pada dinding – dinding yang membatasi fluida. Di dalam analisis *heat exchanger* lebih mudah untuk menghitung perpindahan panas menggunakan *overall heat transfer*



*coefficient* ( $U$ ) yang mencakup kontribusi dari semua efek perpindahan panas pada *heat exchanger*.

Model paling sederhana dari *heat exchanger* dinamakan *double-pipe heat exchanger*. Salah satu pipa berisi fluida panas sedangkan yang lain berisi fluida dingin. Pipa berisi fluida dingin menyelimuti pipa dengan fluida panas seperti yang terlihat pada Gambar 2.9 berikut.

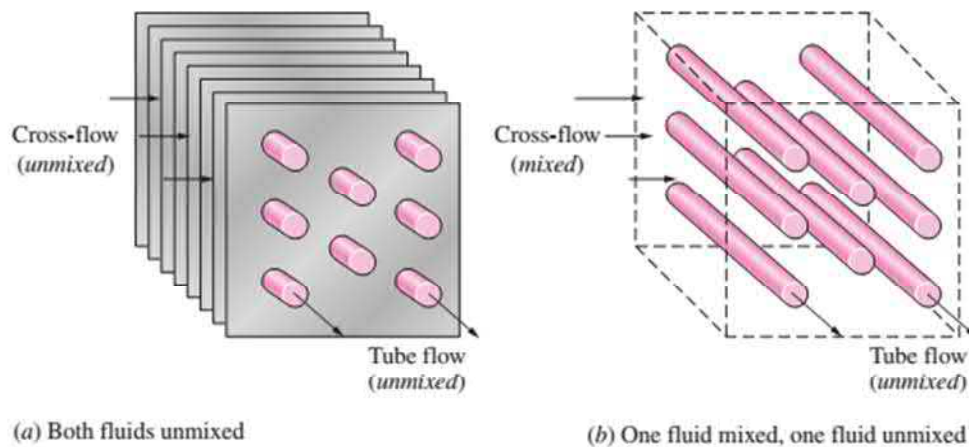


Gambar 2.9 Prinsip kerja *heat exchanger* (a) *parallel flow* (b) *Counter flow*  
(Sumber: Cengel, 2003: 668)

Terdapat dua jenis aliran pada *heat exchanger double-pipe* yaitu *parallel flow* dan *counter flow*. Apabila fluida panas dan dingin mengalir masuk ke *heat exchanger* dengan arah yang sama disebut *parallel flow*. Sedangkan jenis *counter flow* fluida mengalir dengan arah yang berlawanan.

Jenis *heat exchanger* lain yang dirancang untuk memperbesar luas area permukaan perpindahan panas per satuan volume yaitu *compact heat exchanger*. Permukaan yang luas pada *compact heat exchanger* diperoleh dengan cara memasang plat tipis dengan jarak yang berdekatan atau *corrugated fins* pada dinding pembatas kedua fluida. *Compact heat exchanger* biasanya digunakan untuk fluida gas dan fluida gas ke cair (campuran gas dan cair) sehingga dapat mengatasi koefisien perpindahan panas yang rendah karena adanya campuran aliran gas dengan cara memperluas area permukaan.

*Compact heat exchanger* memiliki dua fluida yang mengalir secara tegak lurus satu sama lain dinamakan *cross-flow*. Jenis *heat exchanger* ini diklasifikasikan kembali menjadi aliran silang yang *unmixed* dan *mixed* seperti yang terlihat pada Gambar 2.10 berikut.

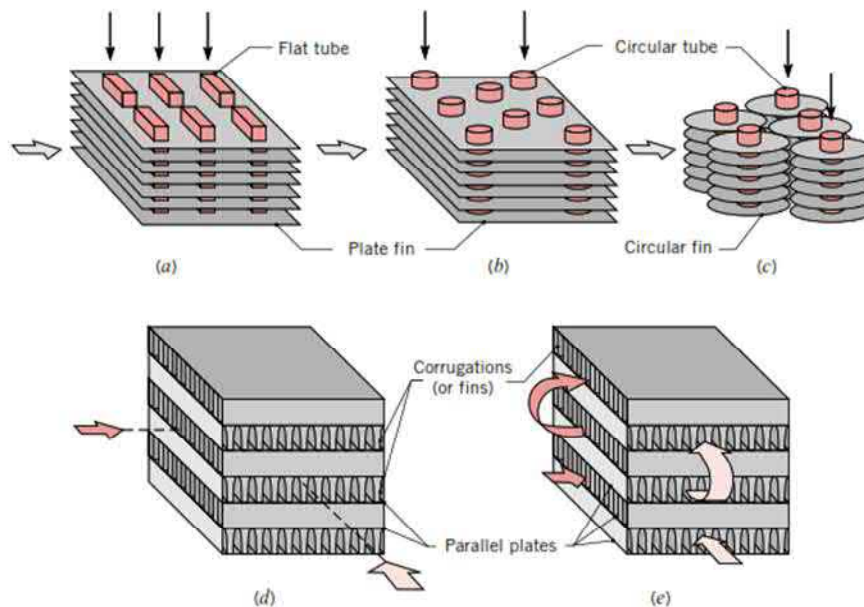


Gambar 2.10 Jenis *Cross-flow heat exchanger* (a) *unmixed cross-flow* (b) *mixed cross-flow* (Sumber: Cengel, 2003: 669)

Jenis *unmixed cross-flow* dikatakan tidak tercampur (*unmixed*) karena adanya *plate fins* memaksa aliran fluida untuk bergerak melewati celah antar plat.

Fluida tidak dapat mengalir searah dengan pipa. sedangkan untuk *mixed cross-flow* fluida dapat bebas mengalir kesegala arah.

Terdapat juga *compact heat exchanger* yang memiliki luas permukaan *heat transfer* per unit volume yang besar ( $\geq 400 \text{ m}^2/\text{m}^3$  untuk cairan dan  $\geq 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$  untuk gas). *Compact heat exchanger* memiliki susunan pipa bersirip yang rapat dan biasanya digunakan ketika setidaknya satu dari fluidanya adalah berwujud gas dimana gas mempunyai koefisien konveksi yang kecil. Pipa yang digunakan dapat berupa pipa *flat* atau *circular* dan siripnya dapat berupa lempengan datar atau bulatan seperti yang terlihat pada Gambar 2.11.



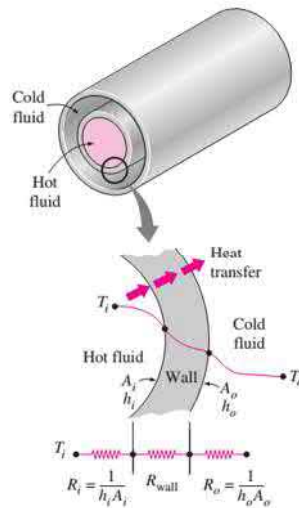
Gambar 2.11 Jenis *compact heat exchanger* (a) *Fin-tube* (flat tubes, continuous plate fins) (b) *Fin-tube* (circular tubes, continuous plate fins) (c) *Fin-tube* (circular tubes, circular fins) (d) *Plate-fin* (single pass) (e) *Plate-fin* (multipass)  
 (Sumber : Bergman dan Incropera, 2011:672)

Evaporator dan pemanas sebagai *heat exchanger* menggunakan konstruksi yang sama. Evaporator dibuat dengan menggunakan pipa tembaga dengan diameter luar 0,0127 m dan diameter dalam 0,01181 m. Sedangkan sirip dibuat dengan bahan aluminium. Tembaga memiliki nilai konduktifitas thermal ( $k= 390 \text{ W/m.K}$ ) dan aluminium memiliki nilai konduktifitas thermal ( $k= 237 \text{ W/m.K}$ ) (Bergman dan Incropera, 2011)

#### 2.2.14 Koefisien perpindahan panas keseluruhan pada *heat exchanger*

*Heat exchanger* terdiri dari dua aliran fluida yang dipisahkan oleh sebuah dinding solid. Panas dipindahkan dari fluida panas menuju ke dinding melalui konveksi, kemudian melewati dinding solid dengan cara konduksi dan dari dinding solid menuju ke fluida dingin melalui konveksi. Efek radiasi biasanya diikutkan dalam koefisien perpindahan panas konveksi.

Tahanan termal pada perpindahan panas yang terjadi pada heat exchanger mencakup dua jenis tahanan yaitu dua tahanan konveksi dan satu tahanan konduksi seperti yang terlihat pada Gambar 2.12. Dilihat pada Gambar 2.12 terjadi perpindahan panas dari dalam pipa menuju keluar. Panas tersebut melewati tahanan dari ketebalan pipa secara konduksi. Sehingga untuk memindahkan panas dari fluida panas ke fluida dingin terjadi tiga jenis perpindahan panas yaitu konveksi, konduksi dan konveksi. Ketiga perpindahan tersebut dapat dihitung satu persatu dan disatukan menjadi sebuah tahanan termal tunggal yang merupakan gabungan dari beberapa koefisien perpindahan panas.



Gambar 2.12 Tahanan termal pada double-pipe *heat exchanger*  
(Sumber: Cengel, 2003: 671)

Cara menghitung tahanan termal pada pipa yang memiliki ketebalan seperti contoh pada gambar, dapat diketahui tahanan termal dinding pipa adalah

$$R_{wall} = \frac{\ln(D_o / D_i)}{2\pi kL} \quad (2.13)$$

Keterangan:  $R_{wall}$  = Tahanan termal dinding pipa (K.m<sup>2</sup>/W)

$D_o$  = Diameter luar pipa (m)

$D_i$  = Diameter dalam pipa (m)

$k$  = Konduktivitas termal dinding pipa (W/m.K)

$L$  = Panjang pipa (m)

Sehingga tahanan termal total menjadi:

$$R = R_{total} = R_i + R_{wall} + R_o = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(D_o / D_i)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (2.14)$$

Analisis dari *heat exchanger* dapat dilakukan dengan mengkombinasikan semua tahanan termal menjadi suatu tahanan tunggal ( $R$ ). Sehingga didapat laju perpindahan panas diantara kedua fluida yaitu :

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R} = UA\Delta T = U_i A_i \Delta T = U_o A_o \Delta T \quad (2.15)$$

Keterangan :  $\dot{Q}$  = Laju perpindahan panas (W)

$\Delta T$  = Perbedaan temperatur fluida (K)

$R$  = Tahanan termal keseluruhan ( $K \cdot m^2/W$ )

$A_i$  = Luas permukaan bagian dalam pipa ( $m^2$ )

$A_o$  = Luas permukaan bagian luar pipa ( $m^2$ )

Dimana  $U$  adalah koefisien perpindahan panas keseluruhan, dengan satuan  $W/m^2 \cdot ^\circ C$ , yang identik dengan satuan koefisien konveksi ( $h$ ). Sehingga dengan menggabungkan kedua persamaan akan didapatkan persamaan laju perpindahan panas sebagai berikut

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(D_o / D_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o A_o}} \quad (2.16)$$

Apabila ketebalan dinding pipa tersebut kecil dan konduktifitas termalnya tinggi, dengan luas permukaan luar dan dalam dari pipa hampir identik ( $A_i \approx A_o \approx A_s$ ) maka tahanan termal dari pipa dapat diabaikan ( $R_{wall} \approx 0$ ). Sehingga koefisien perpindahan panas keseluruhan pada pipa dapat disederhanakan menjadi :

$$\frac{1}{U} \approx \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} \quad (2.17)$$

Dimana  $U \approx U_i \approx U_o$  dan koefisien perpindahan panas konveksi di dalam dan di luar pipa adalah  $h_i$  dan  $h_o$ .

#### 2.2.15 Koefisien perpindahan panas *heat exchanger* pada sisi *refrigerant*

Heat exchanger memiliki 2 sisi aliran fluida dimana 1 sisi merupakan aliran fluida secara paksa pada aliran dalam (*internal flow*). Cara mengetahui koefisien perpindahan panas pada aliran internal dapat dilakukan menggunakan persamaan (Cengel, 2003):

$$Nu = \frac{h_i D_h}{k}$$

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

Dimana :  $h_i$  = koefisien perpindahan panas *refrigerant* (W/m<sup>2</sup>K)

$Nu$  = Bilangan Nusselt

$k$  = konduktivitas thermal fluida (W/m.K)

$D_h$  = Diameter hidrolis (m)

Bilangan Nusselt merupakan bilangan tak berdimensi atau tidak memiliki satuan yang dinamai berdasarkan penemunya yaitu Wilhelm Nusselt. Bilangan Nusselt sendiri menunjukkan hubungan perbandingan antara perpindahan panas konveksi dan konduksi yang terjadi di suatu lapisan fluida yang sama. Bilangan Nusselt untuk *fully developed turbulent flow* dengan permukaan yang halus dapat dinyatakan dalam persamaan (Cengel, 2003):

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{1/3} \quad (2.19)$$

Dimana : Re = Bilangan Reynold

Pr = Bilangan Prandlt

Bilangan Prandlt merupakan bilangan tidak berdimensi yang menyatakan perbandingan ketebalan relatif dari *boundary layer* yang dinamai berdasarkan penemunya yaitu Ludwig Prandtl. Bilangan Prandlt dapat dinyatakan dengan persamaan (Cengel, 2003):

$$Pr = \frac{\text{Difusifitas molekul dari momentum}}{\text{Difusifitas molekul dari panas}} = \frac{\mu C_p}{k} \quad (2.20)$$

Dimana :  $\mu$  = Viskositas dinamik (kg/m.s)

$C_p$  = Spesific heat (J/kg.K)

$k$  = Konduktifitas termal (W/m.K)

Bilang Reynold dinamai berdasarkan penemunya yaitu Osborn Reynold yang menemukan bahwa rezim aliran bergantung kepada perbandingan antara gaya inersia dan gaya viskostas. Jenis aliran dapat diketahui dengan bilangan Reynold dengan acuan apabila :

$Re < 2300$                       maka aliran berjenis laminar

$2300 \leq Re \leq 10000$       maka aliran transisi

$Re > 10000$                     maka aliran turbulent

Bilangan Reynold pada kasus perpindahan panas pada *internal flow* dapat dinyatakan dengan persamaan :

$$Re = \frac{V_m D_h}{\nu} \quad (2.21)$$

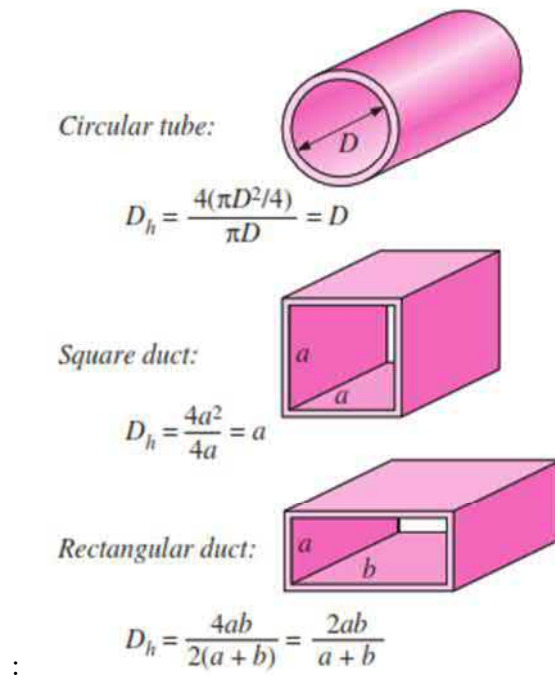


Dimana :  $V_m$  = kecepatan ideal fluida di dalam pipa (m/s)

$D_h$  = Diameter hidrolik (m)

$\nu$  = viskositas kinematik ( $m^2/s$ )

Nilai  $D_h$  pada aliran internal fluida bergantung pada bentuk pipa dimana fluida tersebut mengalir. Karena *refrigerant* mengalir dalam pipa maka nilai  $D_h$  dapat dilihat pada Gambar 2.13 berikut ini



Gambar 2.13 Diameter hidrolik berdasarkan bentuk pipa  
(Sumber: Cengel, 2003: 422)

Berdasarkan Gambar 2.13 diketahui nilai  $D_h$  berbeda-beda tergantung pada bentuk pipa. Ketika *refrigerant* mengalir pada pipa berbentuk silinder di dalam *heat exchanger* maka diketahui bahwa besar nilai diameter hidrolik sama dengan diameter pipa itu sendiri atau ( $D_h = D$ ).

Nilai  $V_m$  merupakan kecepatan ideal fluida di dalam pipa. Besarnya nilai  $V_m$  dapat dinyatakan dalam persamaan :

$$V_m = \frac{\dot{m}}{\rho A_c} = \frac{\dot{m}}{\rho \left(\frac{1}{4} \pi D^2\right)} \quad (2.22)$$

Dimana :  $\dot{m}$  = Debit fluida (kg/s)

$\rho$  = massa jenis fluida (kg/m<sup>3</sup>)

$A_c$  = Luas *inlet* fluida (m<sup>2</sup>)

#### 2.2.16 Koefisien perpindahan panas *heat exchanger* pada sisi udara

Perpindahan panas pada bagian luar *heat exchanger* dapat dihitung dengan menggunakan korelasi Colburn *j factor* dan bilangan Reynold. Bilangan Stanton dan bilangan Reynold dihitung berdasarkan kecepatan maksimal ( $V_{\max}$ ). Adapun relasi antara bilangan - bilangan tersebut dinyatakan dalam persamaan berikut ini (Bergman dan Incropera, 2011):

$$\begin{aligned} j_H &= St Pr^{2/3} \\ Re &= \frac{GD_H}{\mu} \\ St &= \frac{h}{G C_p} \\ G &= \rho V_{\max} = \frac{\rho V A_{fr}}{A_{ff}} = \frac{\dot{m}}{\sigma A_{fr}} \end{aligned} \quad (2.23)$$

Dimana :  $j_H$  = Faktor Colburn *j*

$St$  = Bilangan Stanton

$D_H$  = Diameter hidrolik (m)

$\mu$  = Viskositas dinamik (kg/m.s)

$h$  = Koefisien konveksi udara (W/m<sup>2</sup>.K)

$C_p$  = Panas spesifik udara (J/kg.K)

$G$  = Kecepatan massa (kg/s.m<sup>2</sup>)

$\rho$  = Massa jenis (kg/m<sup>3</sup>)

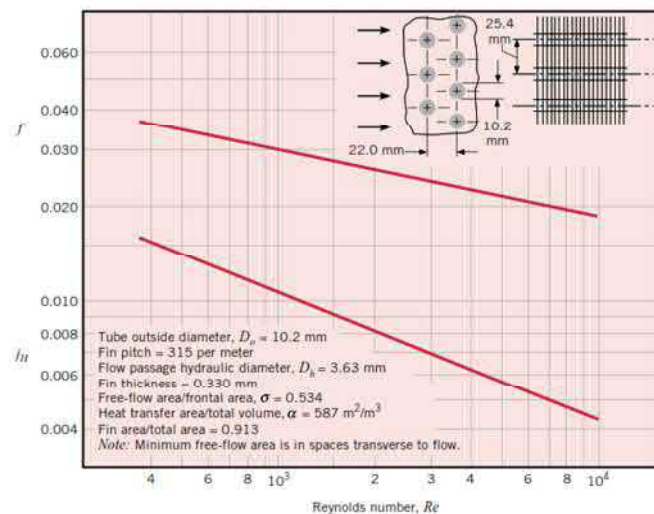
$V_{\max}$  = Kecepatan maksimum fluida

$A_{fr}$  = Luas area frontal evaporator (m<sup>2</sup>)

$A_{ff}$  = Luas minimum area aliran bebas dari jalur bersirip (m<sup>2</sup>)

$\sigma$  = Perbandingan nilai  $A_{ff}$  dengan  $A_{fr}$

Nilai  $\sigma$  yang merupakan rasio nilai  $A_{ff} / A_{fr}$ , dapat dipermudah dengan menggunakan konfigurasi perancangan *compact heat exchanger* sebagai referensi yang disajikan pada Gambar 2.14 berikut ini.



Gambar 2.14 Konfigurasi *heat exchanger* berjenis *circular-tube continuous fin* dan diagram  $j_H$  (Sumber : Bergman dan Incropera, 2011:701)

Berdasarkan Gambar 2.14 diperoleh beberapa ukuran konfigurasi *heat exchanger* yang dapat digunakan sebagai acuan perancangan. Adapun beberapa poin dalam konfigurasi tersebut adalah: diameter luar pipa = 10,2 mm; jumlah sirip = 315/m; diameter hidrolis = 3,63 mm; Rasio  $A_{ff} / A_{fr} = \sigma = 0,534$ ; Rasio luas perpidahan panas terhadap volume total =  $\alpha = 587 \text{ m}^2/\text{m}^3$ ; Rasio Luas sirip terhadap luas total = 0,913. Nilai  $j_H$  tersaji dalam diagram pada Gambar 2.14 dan dapat dicari dengan menggunakan bilangan reynold.

### 2.2.17 Efisiensi Sirip

Sirip digunakan digunakan untuk meningkatkan perpindahan panas dari permukaan dengan cara meningkatkan keefektifan dari luas permukaan. Akan tetapi sirip sendiri memiliki tahanan konduksi terhadap permukaan perpindahan panas yang asli. Sehingga tidak menjamin bahwa pemakaian sirip dapat meningkatkan perpindahan panas. Efisiensi sirip dapat dinyatakan dengan persamaan berikut (Bergman dan Incropera, 2011):

$$\eta_f = \frac{\tanh mL_c}{mL_c}$$

$$m = (2h / kt)^{1/2} \quad (2.24)$$

$$L_c = L + (t / 2)$$

Dimana :  $\eta_f$  = Efisiensi sirip

$h$  = Koefisien perpindahan panas konveksi udara (W/m<sup>2</sup>.K)

$k$  = Koefisien perpindahan panas konduksi bahan sirip (W/m.K)

$L$  = Panjang sirip (m)

$t$  = Tebal sirip (m)

Secara keseluruhan efisiensi sirip dan seluruh permukaan *heat exchanger* dapat dinyatakan sebagai *overall surface efficiency*. Sehingga efisiensi permukaan keseluruhan adalah (Bergman dan Incropera, 2011):

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A_t} (1 - \eta_f) \quad (2.25)$$

Dimana :  $\eta_o$  = Efisiensi permukaan keseluruhan

$A_f$  = Luas permukaan sirip (m<sup>2</sup>)

$A_t$  = Luas permukaan keseluruhan *heat exchanger* (m<sup>2</sup>)

$\eta_f$  = Efisiensi sirip

#### 2.2.18 Analisis *heat exchanger*

*Heat exchanger* digunakan untuk menukar panas dari udara pengering ke sistem *heat exchanger*. Temperatur udara pengering akan berubah dikarenakan panas yang diserap. *Heat exchanger* yang dipilih disesuaikan dengan besarnya perubahan temperatur yang dibutuhkan dari kecepatan aliran massa yang diketahui. Perpindahan panas terjadi antara fluida panas dan fluida dingin di dalam *evaporator*. Dengan asumsi yang sering digunakan bahwa perpindahan panas pada fluida panas sama dengan perpindahan panas pada fluida dingin. Sehingga

$$\dot{Q} = \dot{m}_c C_{pc} (T_{c,out} - T_{c,in})$$

dan

$$\dot{Q} = \dot{m}_h C_{ph} (T_{h,in} - T_{h,out}) \quad (2.26)$$

Dimana subskrip c dan h menyatakan dingin (*cold*) dan panas (*hot*).

- Keterangan :  $\dot{m}_c, \dot{m}_h$  = laju aliran massa (kg/s)
- $C_{pc}, C_{ph}$  = *Specific heat* (kJ/kg.K)
- $T_{c,out}, T_{h,out}$  = Temperatur outlet (K)
- $T_{c,in}, T_{h,in}$  = Temperatur inlet (K)

Fluida yang akan digunakan adalah udara sebagai fluida panas dan *refrigerant* sebagai fluida dingin. Perpindahan panas terjadi antara kedua fluida tersebut dengan *heat exchanger* diantara keduanya. Masing-masing fluida memiliki properti tersendiri. Salah satu properti yang dibutuhkan adalah nilai *specific heat*. Adapun nilai *specific heat* dari kedua fluida tersebut disajikan pada Tabel 2.2 dan 2.3 berikut ini.

Tabel 2.2 *Specific heat* udara (Sumber: Cengel, 2003: Tabel A-2)

Udara			
Temperatur (K)	Cp (kJ/kg.K)	Cv (kJ/kg.K)	$k$
250	1,003	0,716	1,401
300	1,005	0,718	1,400
350	1,008	0,721	1,398
400	1,013	0,726	1,395
450	1,020	0,733	1,391
500	1,029	0,742	1,387
550	1,040	0,753	1,381
600	1,051	0,764	1,376
650	1,063	0,776	1,370
700	1,075	0,788	1,364
750	1,087	0,800	1,359
800	1,099	0,812	1,354
900	1,121	0,834	1,344
1000	1,142	0,855	1,336

Tabel 2.3 *Thermophysical properties of refrigerant (ASHRAE, 2009)*

Freon-134a, CF <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> F, Molecular Mass: 102.0, (T <sub>sat</sub> = -26.4°C; T <sub>m</sub> = -101 °C)										
T Temp. °C	p <sub>v</sub> saturati on pressure (10 <sup>5</sup> Pa)	h <sub>v</sub> latent heat (kJ/kg)	ρ <sub>l</sub> liquid density (10 <sup>3</sup> kg/m <sup>3</sup> )	ρ <sub>v</sub> vapor density (kg/m <sup>3</sup> )	μ <sub>l</sub> liquid viscosity (10 <sup>-3</sup> N- s/m <sup>2</sup> )	μ <sub>v</sub> vapor viscosity (10 <sup>-7</sup> N- s/m <sup>2</sup> )	k <sub>l</sub> liquid thermal conductiv ity (W/m- K)	k <sub>v</sub> vapor thermal conductiv ity (W/m- K)	c <sub>p,l</sub> liquid specific heat (kJ/kg- K)	c <sub>p,v</sub> vapor specific heat (kJ/kg- K)
-60	0,1591	237,95	1,474	0,9268	0,663	83,0	0,121	0,00656	1,223	0,692
-40	0,5121	225,86	1,418	2,7690	0,427	91,2	0,111	0,00817	1,255	0,749
-20	1,3273	212,91	1,358	6,7850	0,353	99,2	0,101	0,00982	1,293	0,816
0	2,9280	198,60	1,295	14,4280	0,271	107,3	0,092	0,01151	1,341	0,897
20	5,7171	182,28	1,225	27,7780	0,211	115,8	0,0833	0,01333	1,405	1,001
40	10,1660	163,02	1,147	50,0750	0,163	125,5	0,0747	0,01544	1,498	1,145
60	16,8180	139,13	1,053	81,4130	0,124	137,9	0,0661	0,01831	1,660	1,387

Laju aliran massa dan panas spesifik dapat dijadikan satu variable menjadi *heat capacity rate* ( $C_h, C_c$ ) seperti dibawah ini :

$$C_h = \dot{m}_h C_{ph} \quad \text{dan} \quad C_c = \dot{m}_c C_{pc} \quad (2.27)$$

*Heat capacity rate* dari fluida menunjukkan aliran perpindahan panas yang dibutuhkan untuk merubah temperatur fluida per 1 °C yang mengalir melewati *heat exchanger*.

Laju perpindahan panas pada *heat exchanger* juga dapat dinyatakan dengan analogi *Newton's Law of Cooling* sebagai :

$$\dot{Q} = UA_s \Delta T_m \quad (2.28)$$

Dimana :  $U$  = koefisien perpindahan panas keseluruhan (W/m<sup>2</sup>.°C)

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

$\Delta T_m$  = Perbedaan temperatur rata-rata yang sesuai diantara dua fluida (°C)

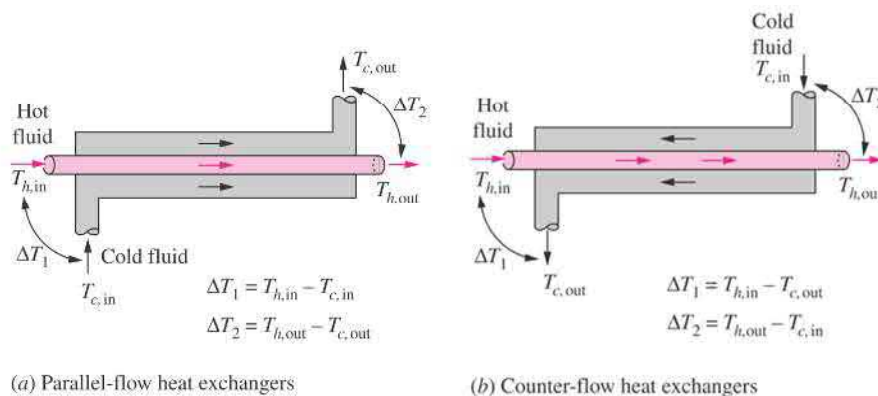
Selain beberapa persamaan yang telah disebutkan di atas terdapat cara yang dapat digunakan untuk menghitung perpindahan panas, dengan perbedaan temperatur yang bervariasi di sepanjang *heat exchanger* dan lebih sesuai untuk menggunakan perbedaan temperatur rata-rata ( $\Delta T_m$ ) untuk persamaan  $\dot{Q} = UA_s \Delta T_m$ . Cara yang dapat digunakan adalah menggunakan metode *log mean temperature difference* persamaan perpindahan panas pada exchanger menjadi

$$\dot{Q} = UA_s \Delta T_{lm} \quad (2.29)$$

Dimana,

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)}$$

Persamaan di atas menunjukkan  $\Delta T_{lm}$  sebagai *log mean temperature difference*, merupakan bentuk yang sesuai dari perbedaan temperatur untuk digunakan dalam menganalisis *heat exchanger*. Penggunaan notasi  $\Delta T_1$  dan  $\Delta T_2$  menunjukkan perbedaan temperatur diantara dua fluida pada kedua ujung *heat exchanger* (*inlet* dan *outlet*) seperti yang diperlihatkan pada Gambar 2.15.



Gambar 2.15 Posisi  $\Delta T_1$  dan  $\Delta T_2$  pada *heat exchanger* (a) tipe *parallel-flow* dan (b) tipe *counter-flow* (Sumber: Cengel, 2003: 682)



### 2.2.19 Analisis *cross-flow* dan *multipass heat exchanger*

Persamaan *log mean temperature difference* ( $\Delta T_{lm}$ ) terbatas hanya pada *heat exchanger* berjenis *parallel-flow* dan *counter-flow* saja. Dibutuhkan tambahan variabel lain untuk menganalisis *heat exchanger* berjenis *multipass* dan *cross-flow*. Untuk menyederhanakan perhitungan, lebih mudah dengan menghubungkan persamaan perbedaan temperatur  $\Delta T_{lm}$  terhadap perbedaan temperatur untuk kasus *heat exchanger* berjenis *counter-flow* ( $\Delta T_{lm,CF}$ ) seperti yang ditunjukkan persamaan di bawah ini :

$$\Delta T_{lm} = F \Delta T_{lm,CF} \quad (2.30)$$

Dimana  $F$  adalah *correction factor* yaitu nilai yang berdasarkan pada geometry *heat exchanger*, temperatur *inlet* dan temperatur *outlet* dari aliran fluida panas dan dingin.  $\Delta T_{lm,CF}$  adalah *log mean temperature difference* untuk kasus *heat exchanger* berjenis *counter-flow*. Adapun laju perpindahan panas pada *heat exchanger* bertipe *cross-flow* dan *multipass* dinyatakan dengan persamaan berikut ini.

$$\dot{Q} = UA_s F \Delta T_{lm,CF} \quad (2.31)$$

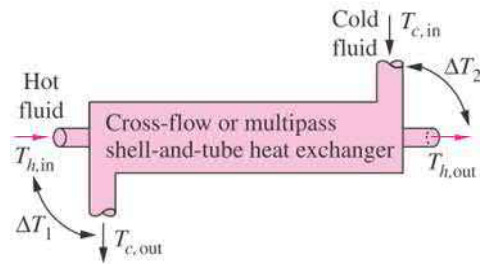
dimana,

$$\Delta T_{lm,CF} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)}$$

$$\Delta T_1 = T_{h,in} - T_{c,out}$$

$$\Delta T_2 = T_{h,out} - T_{c,in}$$

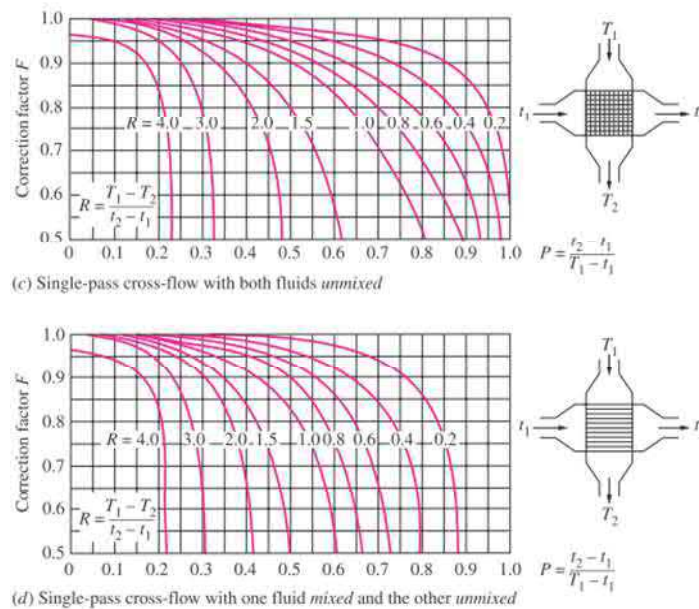
Kedudukan variable  $\Delta T_1$  dan  $\Delta T_2$  pada *heat exchanger* berjenis *cross-flow* dan *multipass* dapat dilihat dari Gambar 2.16..



Gambar 2.16. Variabel  $\Delta T_1$  dan  $\Delta T_2$  pada *heat exchanger* berjenis *cross-flow* dan *multipass heat exchanger* (Sumber: Cengel, 2003: 683)

*Correction factor F* memiliki nilai kurang dari atau sama dengan 1 ( $F \leq 1$ ).

*Correction factor F* untuk konfigurasi *heat exchanger cross-flow* diagram pada Gambar 2.17.



Gambar 2.17 Diagram *Correction factor F* untuk *heat exchanger cross-flow* (Sumber: Cengel, 2003: 684)

Gambar 2.17 menunjukkan bahwa nilai  $F$  tidak sama pada setiap *heat exchanger*. Sebagai catatan tidak menjadi perbedaan fluida panas maupun dingin yang mengalir pada *tube* atau *shell*. Penentuan nilai  $F$  membutuhkan adanya temperatur dari *inlet* dan *outlet* pada masing-masing fluida yang dapat digunakan untuk menemukan titik koordinat dari P dan R dengan persamaan:

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

dan

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{(\dot{m}C_p)_{\text{tube side}}}{(\dot{m}C_p)_{\text{shell side}}} \quad (2.32)$$

Dimana :  $T_1 = \text{Shell inlet Temperature (K)}$

$T_2 = \text{Shell outlet Temperature (K)}$

$t_1 = \text{Tube inlet Temperature (K)}$

$t_2 = \text{Tube outlet Temperature (K)}$

Penentuan nilai  $F$  pada diagram *correction factor* dilakukan dengan cara mengambil titik pertemuan antara garis tegak yang melewati titik P pada sumbu x dan garis lengkung yang sesuai dengan nilai R. kemudian ditarik garis mendatar ke kiri hingga melewati titik F pada sumbu y.

#### 2.2.20 Metode efektifitas NTU

Metode LMTD digunakan untuk mengetahui ukuran *heat exchanger* apabila temperatur masuk dan keluar dari masing – masing sisi fluida (panas dan dingin) telah diketahui. Metode NTU digunakan untuk menghitung spesifikasi *heat exchanger* yang tidak bisa dihitung dengan dengan metode LMTD karena

temperatur *outlet heat exchanger* yang tidak diketahui (Cengel, 2003). Metode ini berdasarkan pada parameter tidak berdimensi yang dinamakan dengan efektifitas perpindahan panas dinyatakan sebagai :

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{\max}} \quad (2.33)$$

Dimana :  $\varepsilon$  = Efektifitas perpindahan panas ( $0 \leq \varepsilon \leq 1$ )

$q$  = Perpindahan panas aktual (W)

$q_{\max}$  = Perpindahan panas maksimal yang bisa terjadi (W)

Laju perpindahan panas aktual yang terjadi pada *heat exchanger* dapat ditentukan dari keseimbangan energi antara fluida panas dan dingin. Laju perpindahan panas aktual dapat dinyatakan sebagai :

$$q = C_h(T_{h,in} - T_{h,out}) = C_c(T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (2.34)$$

Dimana  $C_h = \dot{m}_h C_{ph}$  dan  $C_c = \dot{m}_c C_{pc}$  adalah kapasitas panas dari fluida panas dan fluida dingin.

Laju perpindahan panas akan mencapai nilai maksimum ketika fluida dingin dipanaskan hingga mencapai temperatur *inlet* dari fluida panas atau fluida panas didinginkan hingga mencapai temperatur *inlet* dari fluida dingin.

Laju perpindahan panas maksimum ( $q_{\max}$ ) dinyatakan dengan persamaan :

$$q_{\max} = C_{\min} (T_{h,in} - T_{c,in}) \quad (2.35)$$

Dimana  $C_{\min}$  adalah nilai yang terendah diantara  $C_h = \dot{m}_h C_{ph}$  dan  $C_c = \dot{m}_c C_{pc}$ .

*Number of transfer units* (NTU) adalah parameter tak berdimensi yang digunakan untuk analisis *heat exchanger*. Parameter tersebut dapat dinyatakan dengan persamaan :

$$NTU = \frac{UA_s}{C_{\min}} \quad (2.36)$$

Dimana :  $NTU = \text{Numer of transfer unit}$

$U = \text{Koefisien perpindahan panas } \textit{heat exchanger} \text{ ( W/m}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{C)}$

$A_s = \text{Luas permukaan } \textit{heat exchanger} \text{ (m}^2\text{)}$

$C_{\min} = \text{heat capacity rate minimum (W/}^\circ\text{C)}$

Selanjutnya di dalam analisis *heat exchanger* terdapat definisi parameter tidak berdimensi lain untuk mempermudah perhitungan yang disebut *capacity ratio* ( $C_r$ ). Parameter tersebut dapat dinyatakan dengan persamaan :

$$C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (2.37)$$

Dimana :  $C_{\min} = \text{Kapasitas panas minimum (W/}^\circ\text{C)}$

$C_{\max} = \text{Kapasitas panas maksimum (W/}^\circ\text{C)}$

Nilai  $C_r$  pada kasus kondenser dan boiler adalah 0 berdasarkan nilai  $C_{\max}$  adalah  $\infty$  selama proses perubahan fasa yang terjadi pada kondenser dan boiler (Bergman dan Incropera, 2011). Hubungan NTU dengan efektifitas pada kasus ini dinyatakan dengan :

$$NTU = -\ln(1 - \varepsilon) \quad (2.38)$$

## BAB V

### KESIMPULAN DAN SARAN

#### 5.1 Kesimpulan

Perancangan *low temperature dryer* telah dilakukan. Berdasarkan hasil perancangan didapatkan kesimpulan sebagai berikut:

1. Spesifikasi alat dan kebutuhan kalor pada masing – masing komponen *heat exchanger* disajikan dalam Tabel 5.1 berikut ini :

Tabel 5.1 Spesifikasi hasil perancangan alat *low temperature dryer*

Spesifikasi <i>Low Temperature Dryer</i>	
Temperatur udara pengeringan	50°C
<i>Relative humidity</i>	14%
<i>Jenis refrigerant</i>	R-134a
Temperatur evaporasi <i>refrigerant</i>	5°C
Temperatur kondensasi <i>refrigerant</i>	50°C
Daya kompresor	1,982 kW
Tekanan input kompresor	349,9 kPa
Tekanan output kompresor	1318,6 kPa
Kemampuan alir kompresor	0,068 kg/s
Luas permukaan <i>evaporator</i>	8,93 m <sup>2</sup>
Luas permukaan kondensor	6,92 m <sup>2</sup>
Kebutuhan panas dari <i>heater</i>	12,32 kW

---

Waktu pengeringan untuk 20 kg bahan uji	0,55 jam
---	----------

---

2. Geometri *Low Temperature Dryer* memiliki ukuran panjang 1,8 m, lebar 0,6 m, dan tinggi 1,6 m.
3. Distribusi aliran udara dan temperatur paling merata didapatkan dari simulasi CFD ruang pengering ke-3 berukuran panjang 1 m, lebar 0,6 m, tinggi 0,6 m dengan variasi panjang *diffuser* 30 cm dan penambahan pengarah aliran. Diperoleh kecepatan aliran udara tiap rak sebesar 1 m/s hingga 1,2 m/s dan temperatur pada rak pengering sebesar 45°C hingga 50°C.

## 5.2 Saran

Saran untuk penelitian selanjutnya adalah:

1. Diperlukan perhitungan rugi kalor yang terjadi pada sistem untuk mengetahui efisiensi alat.
2. Diperlukan perhitungan isolator yang dibutuhkan.
3. Diperlukan rancangan lebih lanjut untuk mengoptimalkan penggunaan *heater*.
4. Simulasi CFD dapat dilakukan untuk *scale-up* apabila terjadi penambahan rak pengering.

## DAFTAR PUSTAKA

- American Society of Heating Refrigerating and Air Conditioning Engineers. 2009. *ASHRAE Handbook of Fundamentals*. New York: ASHRAE.
- Badan Pusat Statistik. 2015. *Tabel Dinamis Produksi Ubi Kayu Nasional*. <https://www.bps.go.id/site/cetak.html> 22 September 2019 (08.12).
- Bergman, T. L., and F. P. Incropera. 2011. *Fundamentals of heat and mass transfer*. 6<sup>th</sup> ed. USA: John Wiley and Sons.
- Cengel, Y. A. 2003. *Heat Transfer: A Practical Approach*. 2<sup>nd</sup> ed. New York: MacGraw Hill.
- Cengel, Y. A., and M. A. Boles. 2002. *Thermodynamics: An Engineering Approach*. 5<sup>th</sup> ed. New York: MacGraw Hill.
- Chandrasekaran, S., Ramanathan, S., and T. Basak. 2013. Microwave Food Processing — A Review. *FRIN*. 52(1): 243–261.
- Djaeni, M., and A Sari. 2015. Low Temperature Seaweed Drying Using Dehumidified Air. *Procedia Environmental Sciences* 23. ICTCREd. 2–10.
- Fayose, F., and Z Huan. 2016. Heat Pump Drying of Fruits and Vegetables : Principles and Potentials for Sub-Saharan Africa. *International Journal of Food and Science* Vol 2016:(01-08).
- Handayani, S. U., Rahmat, dan S. Darmanto. 2014. Uji Unjuk Kerja Sistem Pengereng Dehumidifier. *AGRITECH* 34(2): 232–238.
- J.O. Olajide, A.S. Ajala and P.O. Ngoddy. 2018. Design and Construction of a Tunnel Dryer for Food Crops Drying. *International Multidisciplinary Research Journal* 8:(01–07).
- Koswara, S. 2013. *Teknologi pengolahan umbi-umbian*. Bogor: Southeast Asian Food And Agricultural Science and Technology (SEAFast) Center Research and Community Service Institution.
- Kudra, T., and A. S. Mujumdar. 2009. *Advanced Drying Technologies*. 2<sup>nd</sup> ed. USA: CRC press.
- Kurniawan, D., dan A. Aziz. 2016. Perancangan kondensor mesin pengereng pakaian menggunakan air conditioner ½ PK siklus udara tertutup. *Jurnal Sains dan Teknologi* 15(2): 57–62.
- Liu, X., and D. Lee. 2015. Microwave Freeze–Drying Characteristics and Sensory Quality of Instant Vegetable Soup. *Drying Technology : An International Journal*. 27(9): 37–41.



- Nasrullah, Rahim, R., Mulyadi, R., Jamala, N., dan A. Kusno. 2015. Temperatur dan Kelembaban Relatif Udara Outdoor. *Prosiding Temu Ilmiah 1*. IPBLI. 45–50.
- Putra, R. N., dan T. A. Ajiwiguna. 2017. Influence of Air Temperature and Velocity for Drying Process. *Procedia Engineering* 170. EPIC. 516–519.
- Sekyere, C. K. K., Forson, F. K., and F. W Adam. 2016. Experimental Investigation of The Drying Characteristics of A Mixed Mode Natural Convection Solar Crop Dryer With Back Up Heater. *Renewable Energy* 92: 532–542.
- Trisnawati, W., Suter, K., Suastika, K., dan N. K Putra. 2014. Pengaruh Metode Pengeringan Terhadap Kandungan Antioksidan, Serat Pangan dan Komposisi Gizi Tepung Labu Kuning. *Jurnal Aplikasi Teknologi Pangan* 3(4): 135–140.
- Wang, R., Zhang, M., Mujumdar, A. S., Sun, J., Wang, R., Zhang, Sun, J. 2013. Microwave Freeze – Drying Characteristics and Sensory Quality of Instant Vegetable Soup Microwave Freeze – Drying Characteristics and Sensory Quality of Instant Vegetable Soup. *Drying Technology: An International Journal*. 27(9): 37–41.