



TUGAS AKHIR - TM 090340

**PERHITUNGAN ULANG ALAT PENERING
KULIT SAPI UNTUK BAHAN KERUPUK
RAMBAK MENGGUNAKAN BAHAN BAKAR LPG
DENGAN DAYA TAMPUNG 3 KG**

**FARIS RAHMAT ROMADON
NRP. 2110 030 012**

**Dosen Pembimbing
Ir. Joko Sarsetiyanto, MT**

**PROGRAM STUDI D3 TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2014**



TUGAS AKHIR - TM 090340

**RECALCULATION COWHIDE DRIER FOR
RAMBAK CRACKERS INGREDIENTS USING LPG
FUEL WITH A CAPACITY OF 3 KG**

**FARIS RAHMAT ROMADON
NRP. 2110 030 012**

**Dosen Pembimbing
Ir. Joko Sarsetiyanto, MT**

**PROGRAM STUDI D3 TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2014**

LEMBAR PENGESAHAN

**RANCANG BANGUN ALAT KULIT SAPIUNTUK BAHAN
KERUPUK RAMBAK MENGGUNAKAN BAHAN BAKAR
LPG DENGAN DAYA TAMPUNG 3 KG**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Ahli Madya
Pada

Bidang Studi Konversi Energi
Program Studi Diploma III Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

FARIS RAHMAT ROMADON

NRP. 2110 030 012

Disetujui oleh Dosen Pembimbing Tugas Akhir :

1. Ir. Joko Sarsetyanto, MT.....(Pembimbing)



SURABAYA, 27 JUNI 2014

DAFTAR ISI

Halaman Judul.....	i
Lembar Pengesahan.....	iii
Abstrak.....	iv
Kata Pengantar.....	vii
Daftar Isi.....	ix
Daftar Gambar.....	xi

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Perumusan Masalah.....	2
1.3 Tujuan Karya Tulis Ilmiah.....	2
1.4 Manfaat Karya Tulis Ilmiah.....	2
1.5 Batasan Masalah.....	2
1.6 Metode Karya Tulis Ilmiah.....	3
1.7 Sistematika Penulisan.....	4

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 2.1 Pengertian Perpindahan Panas.....	7
2.1.1 Perpindahan Panas Konduksi.....	7
2.1.2 Perpindahan Panas Konveksi.....	12
2.1.3 Perpindahan Panas Radiasi.....	22
2.1.4 Perpindahan Panas Gabungan.....	23
2.1.5 Aliran Laminar dan Turbulen.....	25
2.1.6 Aliran Internal dan Eksternal.....	27
2.1.7 Rapat Massa dan Volume Spesifik.....	27
2.1.7 Kalor Spesifik.....	27
2.2 Perpindahan Massa.....	27
2.2.1 Difusi Pada Lapisan Permeabel.....	28
2.3 Kekekalan Energi.....	29
2.3.1 Kekekalan Energi Volume Atur.....	29
2.3.2 Kesetimbangan Energi Permukaan.....	30
2.4 Perpindahan Panas Kalor Sensibel dan Kalor Laten.....	30
2.5 Proses Pengeringan.....	31

2.6 Periode Proses Pengeringan.....	33
2.6.1 Periode Kecepatan Pengeringan Naik	34
2.6.2 Periode Kecepatan Pengeringan Konstan	35
2.6.3 Periode Kecepatan Pengeringan Turun.....	35
2.7 Kecepatan Udara dalam Cerobong.	36
2.8 Natural Draft.....	37
2.9 Neraca Kalor pada Proses Pengeringan Oven.....	39
2.9.1 Kerugian Panas (Q_{loss}) pada Dinding.....	47
2.10 Dimensi Rak Bahan.....	47
2.11 Daya Tampung Oven	47
2.12 Kadar Air yang Dikeluarkan pada Bahan	47
2.13 Massa Uap Air.....	47
2.14 Laju Perpindahan Panas di Ruang Oven	48
2.15 Udara yang Masuk/Keluar dari Alat Pengering	49
2.16 Perhitungan Laju Perpindahan Panas untuk Menghilangkan Kadar Air pada Produk	49
2.17 Perhitungan Kerugian Panas (Q_{loss}) pada Dinding	51
2.18 Perhitungan Q_{evap} pada Tungku yang Menggunakan Bahan Bakar LPG	51
2.19 Perhitungan Q_{in} pada Tungku yang Menggunakan Bahan Bakar LPG	51
2.20 Perhitungan \dot{m}_{bb} pada Tungku yang Menggunakan Bahan Bakar LPG	51
 BAB III METODOLOGI PERENCANAAN	
3.1 Kriteria Perencanaan.	53
3.2 Persiapan Awal.....	54
3.3 Penentuan Desain Alat dan Dimensi Alat.	54
3.4 Diagram Alir Tugas Akhir.....	57
3.4.1 Diagram Alir Pengerjaan Tugas Akhir.....	57
3.4.2 Diagram Alir Perancangan Sistem.	57
 BAB IV PERHITUNGAN	
4.1 Data Spesifikasi Alat.	59
4.2 Perhitungan Laju Perpindahan Panas di Ruang Oven.	61
4.2.1 Perhitungan $Q_{\text{infiltrasi}}$ dan $Q_{\text{eksfiltrasi}}$ Ruang Oven.....	63

4.2.2 Perhitungan $Q_{\text{infiltrasi}}$ dan $Q_{\text{ekstraksi}}$ Ruang Bakar.....	65
4.3 Perhitungan Koefisien Konveksi pada plat Dinding Ruang Oven.....	66
4.4 Perhitungan Koefisien Konveksi pada plat Dinding Ruang Bakar.....	78
4.5 Perhitungan Kerugian Panas (Q_{loss}) pada Dinding Ruang Oven.....	86
4.6 Perhitungan Kerugian Panas (Q_{loss}) pada Dinding Ruang Bakar.....	90
4.7 Perhitungan Q_{evap} pada Tungku yang Menggunakan Bahan Bakar LPG.....	92
4.8 Perhitungan Q_{in} pada Tungku yang Menggunakan Bahan Bakar LPG.....	93
4.9 Perhitungan \dot{m}_{bb} pada Tungku yang Menggunakan Bahan Bakar.....	93
BAB V PENUTUP	
5.1 Kesimpulan.....	95
5.2 Saran.....	96

KATA PENGANTAR

Puji syukur alhamdulillah penulis panjatkan atas ke hadirat ALLAH SWT yang telah memberikan segala rahmat serta hidayah-Nya, sehingga penulis dapat menyelesaikan penyusunan Tugas Akhir ini yang berjudul:

” Perhitungan Ulang Alat Pengering Kulit Sapi Untuk Bahan Kerupuk Rambak Menggunakan Bahan Bakar LPG Dengan Daya Tampung 3 kg”

Penyelesaian Tugas Akhir ini merupakan salah satu syarat kelulusan akademis untuk memperoleh gelar Ahli Madya dalam menempuh pendidikan Bidang Studi Konversi Energi di Program Studi D3Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Penulis menyadari bahwa dalam penyelesaian penyusunan Karya Tulis Ilmiah ini tidak lepas dari dukungan serta bantuan dari berbagai pihak, baik secara langsung maupun tidak langsung. Untuk itu, dalam kesempatan ini penulis ingin mengucapkan banyak terima kasih kepada seluruh pihak yang telah membantu dalam penyelesaian Tugas Akhir ini, yakni :

1. **Bapak Ir. Joko Sarsetiyanto, MT.** selaku dosen pembimbing Tugas Akhir yang telah banyak memberikan pengarahan dan ilmu mengenai perpindahan panas yang berkaitan dengan penulisan Tugas Akhir ini.
2. Bapak dan Alm. Ibu tercinta, **Suharto dan Siti Fatimah** yang selalu memberikan do'a dan dukungan penuh baik secara moral dan materi, membimbing, serta menasehati penulis.
3. **Ibu Liza Rusdiyana, ST, MT.** selaku Koordinator tugas akhir Program Studi D-3 Teknik Mesin FTI-ITS
4. **Bapak Ir. Suhariyanto, MT.** selaku Ketua Program Studi D-3 Teknik Mesin FTI-ITS
5. **Ir. Eddy Widyono, MSc.** selaku dosen wali
6. **Bapak / Ibudosen dan seluruh karyawan program studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS** yang telah banyak membimbing

dan memberikan ilmu pengetahuan yang sangat bermanfaat serta membantu selama perkuliahan.

7. **Amir Hamzah, Novel Yudha Persada dan Niki Prayoga** sebagai partner Tugas Akhir yang senantiasa setia menemani dan membantu selama proses berlangsungnya Tugas Akhir dengan ikhlas
8. **Seluruh teman-teman angkatan 2010** yang selalu memberikan semangat kepada penulis dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini.
9. Serta seluruh pihak yang belum disebutkan namanya di atas yang telah banyak membantu dan memberikan dukungannya bagi penulis dalam penyelesaian Tugas Akhir ini.

Penulis sangat menyadari bahwa dalam penyusunan Tugas Akhir ini masih jauh dari kesempurnaan. Maka sangat diperlukan kritik dan saran yang dapat membangun dalam penyempurnaan penulisan. Akhirnya besar harapan penulis semoga Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi pengembangan ilmu pengetahuan perkembangan teknologi tepat guna di masa sekarang maupun masa mendatang.

Surabaya, 27 Juni 2014

Penulis

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Perpindahan Panas konduksi, konveksi dan Radiasi	7
Gambar 2.2 Perpindahan Panas pada Dinding Datar	8
Gambar 2.3 Perpindahan Panas Konduksi pada Dinding Datar	9
Gambar 2.4 Distribusi Kecepatan dan Temperatur	13
Gambar 2.5 Konveksi pada Plat Datar	14
Gambar 2.6 Perpindahan Panas Konveksi.....	19
Gambar 2.7 Laju Perpindahan Panas Radiasi oleh Suatu Permukaan dengan Sekeliling.....	23
Gambar 2.8 Perpindahan Panas antara Konduksi dengan Konveksi.....	24
Gambar 2.9 Perpindahan Panas antar Konduksi, Konveksi Dan Radiasi.....	24
Gambar 2.10 Pengembangan Lapisan Batas Kecepatan pada Plat Datar	25
Gambar 2.11 Difusi pada Lapisan Permeabel	28
Gambar 2.12 Kekekalan Energi Volume Atur	29
Gambar 2.13 Kekekalan Energi Permukaan Sebuah Media.....	30
Gambar 2.14a Moisture Content Terhadap Fungsi Waktu.....	34
Gambar 2.14b Laju Pengeringan Terhadap Moisture Content	34
Gambar 2.15 Draft yang Dihasilkan dari Cerobong.....	38
Gambar 2.16 Neraca Kalor pada Proses Pengeringan Dengan Oven.....	39
Gambar 3.1 Desain Proyeksi Alat Pengering Kulit Sapi	55
Gambar 3.2 Desain (a) Tungku (b) Ruang Tungku.....	56
Gambar 3.3 Diagram Alir Pengerjaan Tugas Akhir.....	58
Gambar 4.1 Perpindahan Panas Dinding Ruang Oven.....	66
Gambar 4.2 Perpindahan Panas Dinding Ruang Oven.....	85

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Rambak kulit sapi merupakan makanan ringan tradisional yang banyak diminati oleh masyarakat Indonesia. Keadaan ini memberi peluang *home industry* kerupuk rambak kulit sapi untuk menjadi salah satu bisnis usaha rumah tangga yang mempunyai pengaruh signifikan guna meningkatkan perekonomian dan kesejahteraan masyarakat. Selain itu keberadaan *home industry* kerupuk rambak kulit sapi juga menjadi bagian penting bagi masyarakat, yaitu guna melestarikan salah satu potensi lokal yang niscaya ditawarkan khalayak ramai. Sebagai bagian dari jenis makanan ringan, kerupuk rambak kulit sapi diharapkan tetap bersaing dalam mengembangkan potensi lokal yang sedang berkembang pesat tersebut.

Namun, ada banyak persoalan yang menghambat pengembangan potensi kerupuk rambak kulit sapi, contohnya adalah proses pengeringan pada kerupuk rambak kulit sapi tersebut. Proses pengeringannya masih dilakukan secara manual atau alami di bawah terik matahari. Hal ini mempengaruhi waktu lamanya proses produksi khususnya pada musim penghujan.

Pengeringan itu sendiri adalah suatu proses untuk menghilangkan atau mengeluarkan sebagian kandungan air dari suatu bahan dengan atau tanpa adanya bantuan energi panas. Pengeringan juga merupakan proses pemindahan panas dan uap air secara simultan, yang memerlukan energi panas untuk menguapkan dan menghilangkan kandungan air yang dipindahkan dari permukaan bahan, yang dikeringkan oleh media pengering yang biasanya berupa panas.

Dengan berkembangnya teknologi di Indonesia, menuntut adanya inovasi baru pada mesin pengering untuk mengatasi persoalan yang menghambat produksi kerupuk rambak kulit sapi akibat cuaca yang tidak menentu. Dengan menggunakan alat pengering berbahan bakar LPG dan dengan sistem control Arduino ini diharapkan dapat mempercepat serta mempermudah proses pengeringan.

1.2 Perumusan Masalah

Proses pengeringan secara manual yang bergantung pada cuaca yang terjadi pada *home industry* kerupuk rambak. Sehingga dibuat contoh oven pada skala kecil yang berguna bagi *home industry* untuk mengeringkan kulit sapi untuk bahan kerupuk rambak yang dapat memberikan solusi permasalahan diatas. Dan kapasitas untuk bahan dapat disesuaikan berdasarkan dimensi alatnya

1.3 Tujuan Karya Tulis Ilmiah

Dalam penelitian ini kami mempunyai maksud dan tujuan:

1. Untuk mendapatkan suatu alat pengering pada contoh skala kecil yang berguna agar pengusaha kerupuk rambak kulit sapi tidak tergantung terhadap cuaca, dan dapat memenuhi kriteria yang dibutuhkan untuk menunjang proses pengeringan yang baik dan efisien.
2. Untuk memperoleh waktu pengeringan lebih cepat daripada pengeringan manual.
3. Untuk mempermudah pengusaha kerupuk rambak kulit sapi dalam proses pengeringan yang tidak membutuhkan lahan yang luas.

1.4 Manfaat Karya Tulis Ilmiah

Dalam penelitian ini diharapkan bahan yang dikeringkan tidak bergantung terhadap cuaca dan tidak memerlukan waktu yang lama serta menghasilkan produk yang baik dan efisien.

1.5 Batasan Masalah

Agar pembahasan masalah ini tidak terlalu melebar jauh dan terarah dengan benar, maka kami lakukan pembatasan masalah sebagai berikut :

1. Dalam perhitungan diasumsikan :
 - Kondisi steady state.
 - Efek radiasi diabaikan.
 - Temperatur dan kelembaban udara diluar pengering dianggap konstan.

2. Penulis hanya membahas proses perpindahan panas dan perpindahan massa secara umum.
3. Penulis tidak membahas rancangan sistem kontrol arduino yang sudah terinstalasi pada tungku.
4. Koefisien konveksi di dalam oven didekati dengan persamaan Aliran Internal pada dimensi non sirkular dan Koefisien konveksi di luar oven didekati dengan persamaan Udara Bebas (*free convection*).
5. Sumber energi panas untuk pengeringan adalah berasal dari tungku berbahan bakar LPG.
6. Bahan yang digunakan sebagai eksperimen pada alat ini adalah kulit sapi.
7. Parameter sistem pengeringan yaitu Temperatur dalam oven sekitar 55-60 °C.
8. Daya Tampung Oven adalah 3 kg.
9. Massa Bahan Bakar LPG adalah $5,148 \times 10^{-3} \frac{Kg}{jam}$

1.6 Metode Karya Tulis Ilmiah

Metode penelitian yang digunakan penulis untuk mencapai tujuan penelitian dari Tugas Akhir ini adalah :

1. *Studi Literatur*

Untuk mendapatkan dasar-dasar teori yang mengacu pada tema dari tugas akhir ini. Diperoleh dengan mencari referensi pada buku, makalah, jurnal, dan buku tugas akhir yang berhubungan dengan proses pengeringan (perpindahan panas). Dan diskusi dengan Dosen Pembimbing Tugas Akhir serta Dosen lainnya di D3 Teknik Mesin, FTI-ITS.

2. *Pengambilan data awal*

Proses pengambilan data pertama yang dilakukan pada alat seperti pengukuran dimensi alat.

3. *Pengujian Alat*

Pada proses ini dilakukan pengujian pada alat pengering kulit rambak menggunakan bahan bakar LPG. Apabila tidak sesuai dengan parameter yang ada, maka alat tersebut akan dilakukan renovasi untuk penyempurnaan alat.

4. Pengambilan Data Lanjut

Proses pengambilan data saat melakukan pengujian pada alat, seperti pengukuran temperatur, kecepatan udara, berat bahan uji.

5. Perhitungan

Proses perhitungan berdasarkan data lanjut yang didapat, Kemudian menghitung neraca kalor (Q_{in} , $Q_{evaporasi}$, $Q_{infiltrasi}$, $Q_{eksfiltrasi}$ dan Q_{loss} dinding). Sehingga nantinya dapat mengetahui massa bahan bakar yang dikonsumsi selama proses pengeringan.

1.7 Sistematika Penulisan

Agar alur pemikiran penulis dapat diikuti dan dipahami secara utuh maka laporan tugas akhir ini disusun berdasarkan sistematika penulisan yang bersifat umum adalah sebagai berikut :

BAB I : PENDAHULUAN

Berisi tentang latar belakang Karya Tulis Ilmiah, rumusan masalah yang dibuat dari latar belakang, tujuan karya tulis ilmiah, batasan masalah, manfaat Karya Tulis Ilmiah, metode Karya Tulis Ilmiah dan sistematika penulisan.

BAB II : DASAR TEORI

Berisi teori-teori yang menunjang Karya Tulis Ilmiah, ilmu-ilmu dasar yang berhubungan dengan teknologi *Heat Exchanger* yaitu teori pengeringan dan perpindahan panas.

BAB III : METODOLOGI PENGUJIAN

Berisi tentang metode dan langkah-langkah yang akan dilakukan dalam pengujian seperti alat-alat yang akan dipergunakan dalam pelaksanaan pengujian baik alat utama maupun alat-alat penunjang dan prosedur-prosedur pengujian.

BAB IV : PERHITUNGAN DAN PEMBAHASAN

Berisi perhitungan perpindahan panas terhadap bahan material yang digunakan, dimensi alat sesuai dengan daya tampung yang dibutuhkan dalam batasan masalah, massa bahan bakar yang digunakan dan pembahasan mengenai “Perhitungan Ulang Alat Pengering Kulit Sapi Untuk Bahan Kerupuk Rambak Menggunakan Bahan Bakar LPG Dengan DayaTampung 3 Kg.

BAB V : PENUTUP

Pada akhir pengerjaan Tugas Akhir ini akan didapatkan suatu kesimpulan dari hasil “ Perhitungan Ulang Alat Pengering Kulit Sapi Untuk Bahan Kerupuk Rambak Menggunakan Bahan Bakar LPG Dengan Daya Tampung 3 Kg.

DAFTAR PUSTAKA LAMPIRAN



BAB II TINJAUAN PUSTAKA

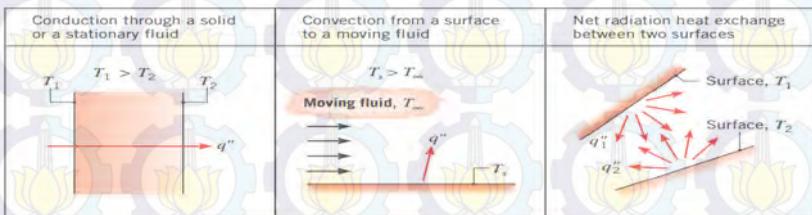
2.1. Kajian Pustaka

Berdasarkan penelitian sebelumnya yang sudah ada sesuai dengan alat yang sama dikerjakan oleh Novel Yudha Persada dengan Judul “Perancangan sistem kontrol mesin pengering rambak sapi dengan perangkat arduino”. Penelitian yang dilakukan yaitu berupa perancangan sistem kontrol pada mesin pengering kulit sapi untuk bahan kerupuk rambak yang proses pengeringannya menggunakan oven dengan temperatur yang dapat dikontrol atau dijaga temperatur ruang ovennya supaya tetap konstan sesuai dengan parameter yang ada yaitu sekitar $55-60^{\circ}\text{C}$ menggunakan perangkat arduino. Dan didapatkan referensi data yang diperlukan untuk melakukan analisis perhitungan yaitu dimensi alat oven beserta komponennya.

2.2. Pengertian Perpindahan Panas

Perpindahan panas merupakan suatu proses perpindahan energi yang terjadi apabila dua media yang mempunyai perbedaan temperatur, dimana panas akan berpindah dari media yang mempunyai temperatur tinggi menuju media yang bertemperatur rendah. Mekanisme dari proses tersebut dapat dibagi dalam tiga kelompok, yaitu:

1. Konduksi
2. Konveksi
3. Radiasi



Gambar 2.1. Tiga metode perpindahan panas yang berlangsung secara konduksi, konveksi, dan radiasi.

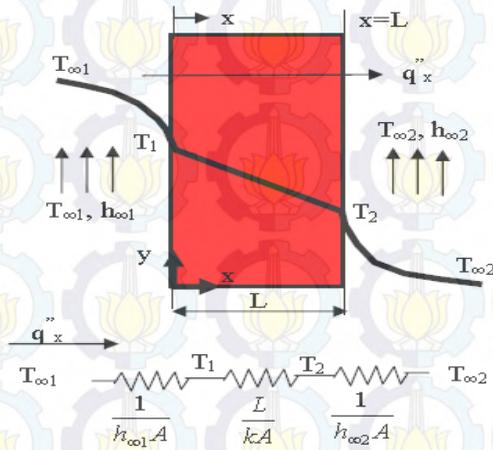
2.2.1 Perpindahan Panas Konduksi

Perpindahan panas konduksi adalah suatu mekanisme perubahan energi dari suatu benda ke benda yang lain yang disebabkan adanya gerakan random dari molekul, bagian yang bertemperatur lebih tinggi atau yang memiliki energi yang lebih besar akan mengalirkan energinya ke bagian yang bertemperatur lebih rendah atau yang memiliki energi yang lebih kecil.

Dalam beberapa hal proses perpindahan panas secara konduksi bisa terjadi pada bentuk:

- Dinding datar

Konduksi satu dimensi pada dinding datar, distribusi temperatur hanya kearah satu sumbu saja misalnya sumbu x , sehingga perpindahan panas hanya terjadi kearah sumbu x saja.



Gambar 2.2: Perpindahan panas pada dinding datar

Pada gambar diatas terlihat panas berpindah secara konveksi dari udara di bagian dalam ke dinding dalam, kemudian dilanjutkan dengan konduksi dari dinding dalam ke dinding luar, lalu diteruskan lagi dengan konveksi dari dinding luar ke udara luar.

Laju perpindahan panas konduksi yang sesuai dengan hukum Fourier untuk bidang datar satu dimensi dan memiliki distribusi temperatur $T(x)$ dinyatakan:

$$q_x = -KA \frac{dT}{dx} \dots\dots\dots(2.1)$$

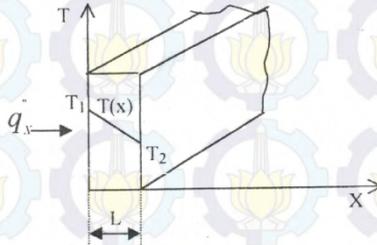
Dimana:

q_x = laju perpindahan panas, (W)

dT/dx = gradien temperatur, $\left(\frac{^{\circ}K}{m}\right)$

K = koefisien konduksi bahan, $\left(\frac{W}{m^{\circ}K}\right)$

A = luas permukaan bahan, (m^2)



Gambar 2.3 Perpindahan panas konduksi pada dinding datar

Jika distribusi temperatur sepanjang L seperti pada gambar di atas adalah linier, maka laju perpindahan panas dapat dinyatakan sebagai:

$$q_x = -KA \frac{T_2 - T_1}{L} = -KA \frac{\Delta T}{\Delta x} \dots\dots\dots(2.2)$$

Tanda (-) merupakan panas yang berpindah searah dengan penurunan temperatur/kalor yang mengalir ke tempat yang lebih rendah dalam skala suhu.

- Distribusi temperatur

Distribusi temperatur pada dinding dapat diperoleh dengan menyelesaikan persamaan difusi panas berikut ini.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{dT}{dx} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{dT}{dy} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{dT}{dz} \right) + q'' = 0$$

.....(2.3)

Untuk konduksi satu dimensi kearah sumbu x dan tanpa ada pembangkitan panas maka:

$$\frac{d}{dx} \left(k \frac{dT}{dx} \right) = 0$$

.....(2.4)

Jika konduktivitas termal dinding dianggap konstan, lalu diintegrasikan dua kali maka didapat solusi:

$$T(x) = C_1 x + C_2$$

.....(2.5)

Konstanta C tersebut dicari dengan kondisi batas berikut ini:

$$T(x=0) = T_1 \quad \text{dan} \quad T(x=L) = T_2$$

Jadi: $T_1 = C_1 \cdot 0 + C_2$ dan $T_2 = C_1 L + C_2$ atau $T_2 = C_1 L + T_1$ sehingga diperoleh:

$$C_1 = \frac{T_2 - T_1}{L}$$

.....(2.6)

Substitusi C1 dan C2 ke persamaan 12 didapatkan:

$$T(x) = (T_2 - T_1) \frac{x}{L} + T_1$$

.....(2.7)

Untuk menghitung laju perpindahan panas digunakan hukum Fourier:

$$q_x = -kA \frac{dT}{dx} = -\frac{kA}{L} (T_2 - T_1)$$

.....(2.8)

- Hambatan Termal

Untuk kasus perpindahan panas seperti tersebut diatas peristiwa difusi panas dianalogikan dengan aliran arus listrik dan hambatan listrik dianalogikan dengan hambatan perpindahan panas, serta beda potensial dianalogikan dengan beda temperatur.

$$R_{kond} = \frac{\Delta T}{q} = \frac{L}{kA} \dots\dots\dots(2.9)$$

Sebaliknya laju perpindahan panas dapat ditulis:

$$q_{kond} = \frac{\Delta T}{R_{kond}} = \frac{(T_2 - T_1)}{R_{kond}} \dots\dots\dots(2.10)$$

R_{kond} disebut hambatan perpindahan panas konduksi.

Analisis yang sama jika diterapkan pada kasus konveksi, maka didapat hambatan perpindahan panas konveksi R_{konv} :
 $q = hA(T_s - T_{\infty}) \dots\dots\dots(2.11)$

$$R_{konv} = \frac{\Delta T}{q} = \frac{1}{hA} \dots\dots\dots(2.12)$$

Dan laju perpindahan panas konveksi ditulis :

$$q_{konv} = \frac{\Delta T}{R_{konv}} = \frac{(T_s - T_{\infty})}{R_{konv}} \dots\dots\dots(2.13)$$

Dalam suatu rangkaian hambatan listrik arus yang mengalir di tiap-tiap hambatan sama, dan analoginya laju perpindahan panas pada tiap-tiap hambatan perpindahan panas juga sama, maka:

$$q_x = \frac{(T_{\infty 1} - T_1)}{\frac{1}{h_{\infty 1}}} = \frac{(T_2 - T_1)}{\frac{L}{kA}} = \frac{(T_2 - T_{\infty 2})}{\frac{1}{h_{\infty 1}}} \dots\dots\dots(2.14)$$

Dan juga dapat ditulis dalam bentuk beda temperatur total:

$$q_x = \frac{(T_{\infty 1} - T_{\infty 2})}{R_{tot}} = \frac{\Delta T}{R_{tot}}, \text{ dimana :}$$

$$R_{tot} = \frac{1}{h_{\infty 1}A} + \frac{L}{kA} + \frac{1}{h_{\infty 2}A} \dots \dots \dots (2.15)$$

R_{tot} disebut hambatan perpindahan panas keseluruhan (overall heat transfer resistant)

Persamaan 19) dapat ditulis dalam bentuk lain yaitu :

$$q_x = UA\Delta T \dots \dots \dots (2.16)$$

$$UA = \frac{1}{R_{tot}} = \frac{1}{\frac{1}{h_{\infty 1}A} + \frac{L}{kA} + \frac{1}{h_{\infty 2}A}} \dots \dots \dots (2.17)$$

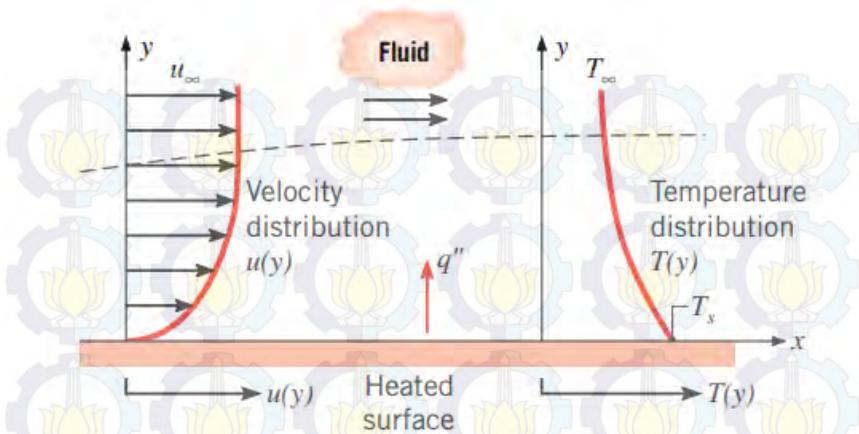
$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{\infty 1}} + \frac{L}{k} + \frac{1}{h_{\infty 2}}} \dots \dots \dots (2.18)$$

U disebut koefisien perpindahan panas keseluruhan

2.2.2 Perpindahan Panas Konveksi

Konveksi atau aliran kalor adalah proses di mana kalor ditransfer dengan pergerakan molekul dari satu tempat ke tempat yang lain. Bila pada konduksi melibatkan molekul (atau elektron) yang hanya bergerak dalam jarak yang kecil dan bertumbukan, konveksi melibatkan pergerakan molekul dalam jarak yang besar. Perpindahan panas konveksi terdiri dari dua mekanisme yaitu perpindahan energi yang disebabkan gerakan random molekul (*difusi*) dan gerakan makroskopis fluida di dalam lapisan batas (*boundary layer*), Perpindahan panas konveksi bergantung pada viskositas fluida dan sifat – sifat termal fluida, seperti konduktivitas termal, kalor spesifik, dan density.

Viskositas fluida akan mempengaruhi profil kecepatan aliran di mana fluida yang viskositasnya besar profil kecepatan aliran akan berbentuk relatif tumpul jika dibandingkan dengan fluida yang viskositasnya kecil. Hal ini disebabkan oleh gaya geser yang terjadi. Makin besar viskositasnya makin besar pula gaya gesernya. Semakin besar kecepatan aliran maka semakin besar gradien temperatur sehingga panas yang dibawa tersebut akan semakin besar pula.



Gambar 2.4. Distribusi kecepatan dan distribusi temperatur

Perpindahan panas konveksi merupakan salah satu proses perpindahan panas yang cukup rumit karena dipengaruhi oleh banyak factor. Koefisien konveksi dipengaruhi oleh; orientasi arah aliran terhadap obyek, ukuran (D :diameter dan A :luas permukaan) dan bentuk obyek (plat datar, silinder dll), konduktivitas panas lapisan fluida (k), massa jenis fluida (ρ), kekentalan (μ : viskositas absolut) fluida, dan juga kapasitas panas jenis fluida pada tekanan konstan (c_p). Faktor-faktor tersebut dituangkan dalam: bilangan Nusselt, bilangan Reynolds, dan bilangan Prandtl, yang merupakan bilangan tak berdimensi hasil riset mereka khususnya dalam menemukan persamaan empiris untuk memprediksikan koefisien konveksi.

Bilangan Reynolds:

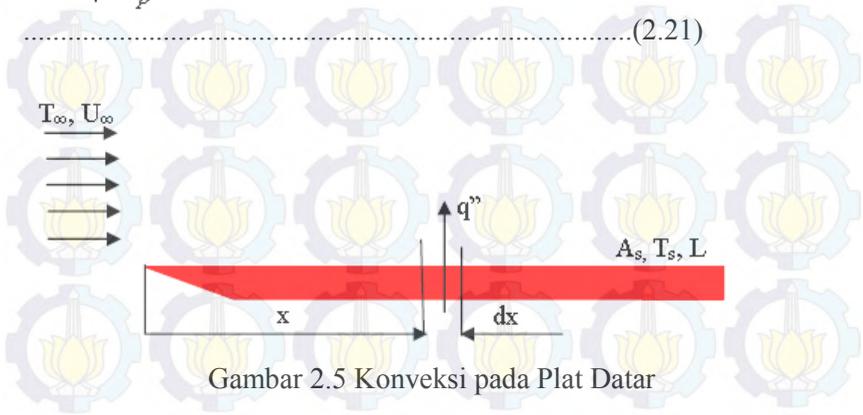
$$Re_x = \frac{\rho V x}{\mu} \quad \text{untuk aliran eksternal diatas plat datar} \dots\dots\dots(2.19)$$

Bilangan Nusselt:

$$Nu_x = \frac{hx}{k} \quad \text{untuk aliran eksternal diatas plat datar} \dots\dots\dots(2.20)$$

Bilangan Prandtl:

$$Pr = \frac{k}{\rho c_p} \dots (2.21)$$



Gambar 2.5 Konveksi pada Plat Datar

Pada gambar 2.5 ditunjukkan aliran udara berkecepatan V diatas plat datar seluas A . Jika akan terjadi perpindahan panas. Fluks panas lokal diperoleh dari hokum **Newton's law of cooling**:

$$q'' = h(T_s - T_{\infty}) \dots (2.22)$$

Dimana h adalah koefisien perpindahan panas konveksi lokal (pada satu titik tertentu). Jadi h bervariasi kearah sumbu x , demikian pula q'' juga bervariasi kearah sumbu x .

Untuk mendapatkan q'' total persamaan tersebut diintegrasikan sepanjang L (panjang plat).

$$q = \int_{A_s} q'' dA_x \dots (2.23)$$

$$q = (T_s - T_{\infty}) \int_{A_s} h dA_x \dots (2.24)$$

Didefinisikan h adalah koefisien konveksi rata-rata :

$$q = \bar{h}A_s(T_s - T_\infty) \quad (2.25)$$

Jadi :

$$\bar{h} = \frac{1}{A_s} \int_{A_x} h dA_x \quad (2.26)$$

Jika variasi hanya kearah sumbu x saja:

$$\bar{h} = \frac{1}{L} \int_0^L h dx \quad (2.27)$$

Untuk mendapatkan penyelesaian analitis dari pers 11 berarti harus diketahui $h = h(x)$. Mengingat banyaknya faktor yang mempengaruhi $h=h(x)$ tersebut maka tidak ada satupun penyelesaian analitis yang memadai, sehingga semua koefisien konveksi diperoleh dari percobaan laboratorium dan hasilnya disebut korelasi empiris.

Ditinjau dari gerakan fluidanya perpindahan panas konveksi secara umum dibedakan menjadi dua yaitu:

a. Konveksi paksa

Disebut konveksi paksa (*forced convection*) apabila aliran yang terjadi ditimbulkan oleh beberapa peralatan bantu seperti blower, pompa, kompresor, dan lain – lain.

b. Konveksi alamiah atau disebut juga konveksi bebas (*natural convection*)

Konveksi alamiah (*natural convection*) adalah aliran fluida yang terjadi semata – mata karena adanya perbedaan massa jenis fluida yang disebabkan oleh perbedaan temperatur. Korelasi konveksi alamiah atau konveksi bahan ada dua yaitu:

o Korelasi pada plat vertical

Apabila plat itu dipanaskan, terbentuklah suatu lapisan batas konveksi bebas. Pada dinding kecepatan adalah nol, karena terdapat kondisi tanpa gelincir (*no slip*), kecepatan itu bertambah terus sampai mencapai nilai maksimum, dan kemudian menurun lagi hingga nol pada tepi

lapisan batas, karena kondisi arus bebas (*free steam*) tidak ada pada sistem konveksi bebas. Perkembangan awal lapisan batas adalah laminer, tetapi pada sifat – sifat fluida dan beda suhu antara dinding dan lingkungan, terbentuklah pusaran – pusaran dari transisi ke lapisan turbulen.

Pada sistem konveksi bebas dapat dijumpai bilangan tak berdimensi yang disebut bilangan *Grashof* (Gr).

$$Gr_L = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu^2} \dots\dots\dots(2.28)$$

Dan *Rayleigh Number* (Ra_L)

$$Ra_L = Gr_L Pr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu\alpha} \dots\dots\dots(2.29)$$

Dimana:

Pr = bilangan Prandtl

g = percepatan gravitasi, $(\frac{m}{s^2})$

L = panjang karakteristik, (m)

ν = viskositas kinematik, $(\frac{m^2}{s})$

β = koefisien ekspansi volume $(\frac{1}{T_f})$, (K^{-1})

α = difusivitas termal, $(\frac{m^2}{s})$

Dimana semua properties dievaluasi pada temperatur film (T_f).

Untuk menganalisa konveksi bebas pada plat datar harus ditentukan dulu harga koefisien perpindahan panas konveksi dan *Nusselt Number*.

- Untuk aliran laminer: $Ra_L < 10^9$

$$\overline{Nu}_L = 0,68 + \frac{0,67 Ra_L^{\frac{1}{4}}}{\left[1 + (0,492 / Pr)^{\frac{9}{16}}\right]^{\frac{4}{9}}} \dots\dots\dots(2.30)$$

- Untuk aliran turbulen: $Ra_L < 10^{13}$

$$\overline{Nu}_L = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 Ra_L^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + (0,492 / Pr)^{\frac{9}{16}}\right]^{\frac{8}{27}}} \right\}^2 \dots\dots\dots(2.31)$$

Sehingga:

$$h = \frac{\overline{Nu}_L k}{L} \dots\dots\dots(2.32)$$

Dimana:

h = koefisien perpindahan panas konveksi $\left(\frac{W}{m^2 \cdot K}\right)$

\overline{Nu}_L = Nusselt Number

k = konduktifitas termal, $\left(\frac{W}{m \cdot K}\right)$

L = tinggi dinding, (m)

- o Korelasi pada plat horizontal

Nusselt Number rata – rata untuk konveksi bebas tergantung pada apakah permukaan plat panas menghadap ke atas (*upper surface of heated plate*) atau menghadap ke bawah (*lower surface of heated plate*) dan apakah permukaan plat lebih panas atau lebih dingin daripada fluida di sekitarnya.

- Untuk plat horizontal dengan permukaan panas menghadap ke atas (*upper surface of heated plate*)

$$1. \overline{Nu}_L = 0,54Ra_L^{\frac{1}{4}}, (10^4 \leq Ra_L \leq 10^7) \dots\dots\dots(2.33)$$

$$2. \overline{Nu}_L = 0,15Ra_L^{\frac{1}{3}}, (10^7 \leq Ra_L \leq 10^{11}) \dots\dots\dots(2.34)$$

- Untuk plat horizontal dengan permukaan panas menghadap ke bawah (*lower surface of heated plate*)

$$\overline{Nu}_L = 0,27Ra_L^{\frac{1}{4}}, (10^5 \leq Ra_L \leq 10^{10}) \dots\dots\dots(2.35)$$

Sehingga:

$$h = \frac{\overline{Nu}_L k}{L} \dots\dots\dots(2.36)$$

Dimana:

$$h = \text{koefisien perpindahan panas konveksi, } \left(\frac{W}{m^2 \cdot K} \right)$$

\overline{Nu}_L = Nusselt Number

k = konduktivitas termal, $\left(\frac{W}{m \cdot K} \right)$

L = panjang karakteristik, (m)

Panjang karakteristik pada plat horizontal dapat diambil sebagai panjang sisi untuk persegi, setengah lebar plat untuk plat persegi panjang dan $0,9 D$ untuk cakram bola dengan diameter D .

$$L = \frac{A}{P} = \frac{w}{2} \dots\dots\dots(2.37)$$

Dimana:

L = panjang karakteristik, (m)

A = luas permukaan plat, (m^2)

P = keliling plat (perimeter), (m)

w = lebar dinding, (m)

Laju perpindahan panas konveksi dicari dengan hukum pendinginan Newton, yaitu:

$$q = hA(T_w - T_\infty)$$

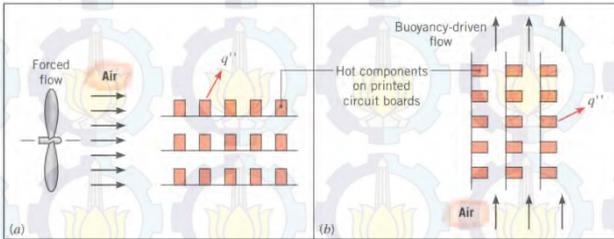
Dimana:

q = laju perpindahan panas konveksi, (W)

h = koefisien perpindahan panas konveksi, $\left(\frac{W}{m^2 \cdot K}\right)$

T_w = temperatur permukaan, ($^{\circ}C$)

T_{∞} = temperatur fluida, ($^{\circ}C$)



Gambar 2.6 Perpindahan panas konveksi

- konveksi paksa
- konveksi alamiah

Dalam analisis perpindahan panas konveksi maka faktor utama yang harus ditentukan: koefisien perpindahan panas konveksi akan bergantung dari medan aliran yaitu bilangan Reynold (Re) dan bilangan Prandtl (Pr) selain dari bentuk lintasannya.

Bilangan Reynold (Re) merupakan suatu perbandingan antara gaya inersia dengan gaya gesek dari fluida tersebut yang besarnya adalah

$$Re = \frac{VL}{\nu} \dots\dots\dots(2.38)$$

Dimana:

V = kecepatan fluida, $\left(\frac{m}{s}\right)$

L = panjang lintasan, (m)

ν = viskositas kinematik, $\left(\frac{m^2}{s}\right)$

Bilangan Prandtl (Pr) adalah suatu parameter yang menunjukkan perbandingan antara viskositas kinematik dan

difusifitas termal dari fluida. Viskositas kinematik fluida memberikan informasi tentang laju difusi momentum dalam fluida karena gerak molekul, difusi termal memberikan informasi tentang hal yang serupa mengenai difusi panas dalam fluida. Jadi perbandingan antara kedua kuantitas itu menunjukkan besaran relatif antara difusi momentum dan difusi kalor di dalam fluida. Besarnya bilangan Prandtl adalah:

$$Pr = \frac{v}{\alpha} = \frac{\mu}{\rho} \frac{\rho C_p}{k} = \frac{C_p \mu}{k} \dots \dots \dots (2.39)$$

Dimana:

$$v = \text{viskositas kinematik, } \left(\frac{m^2}{s} \right)$$

$$C_p = \text{kapasitas panas, } \left(\frac{J}{kg^\circ K} \right)$$

$$\rho = \text{density fluida, } \left(\frac{kg}{m^3} \right)$$

$$k = \text{konduktivitas panas fluida, } \left(\frac{W}{m^\circ K} \right)$$

$$\mu = \text{viskositas dinamik, } \left(\frac{kg}{s.m} \right)$$

Untuk menentukan koefisien perpindahan panas konveksi digunakan bilangan Nusselt yang didapat dari percobaan/analisis. Bilangan Nusselt didefinisikan sebagai:

$$\overline{Nu}_L = \frac{\overline{h}L}{K_f} \dots \dots \dots (2.40)$$

Dimana:

$$\overline{Nu}_L = \text{bilangan Nusselt.}$$

$$\overline{h} = \text{koefisien perpindahan panas konveksi, } \left(\frac{W}{m^2 \circ K} \right)$$

$$K_f = \text{konduktivitas fluida, } \left(\frac{W}{m^{\circ}K} \right)$$

Bilangan Nusselt merupakan fungsi dari medan aliran yaitu bilangan Reynold (Re) dan bilangan Prandtl (Pr). Hubungan antara \overline{Nu}_L dengan Re dan Pr tergantung dari bentuk aliran dan lintasan.

Hubungan ini biasanya didapat dengan percobaan, misalnya

- Untuk aliran laminar melintasi plat datar

$$\overline{Nu}_L = 0,664 Re^{\frac{1}{2}} \times Pr^{\frac{1}{3}} \dots\dots\dots(2.41)$$

- Untuk aliran turbulen melintasi plat datar

$$\overline{Nu}_L = 0,0296 Re^{\frac{4}{5}} \times Pr^{\frac{1}{3}} \dots\dots\dots(2.42)$$

Keanalogisan antara perpindahan panas konveksi dan perpindahan massa konveksi menjadikan parameter – parameter untuk menghitung koefisien perpindahan panas konveksi serupa dengan parameter – parameter untuk menghitung perpindahan massa konveksi.

Bilangan Sherwood didefinisikan sebagai:

$$\overline{S}_{hl} = \frac{\overline{hm}L}{D_{AB}} \dots\dots\dots(2.43)$$

Dimana:

\overline{S}_{hl} = bilangan Sherwood.

\overline{hm} = koefisien perpindahan panas konveksi, $\left(\frac{m}{s} \right)$

L = panjang karakteristik, (m)

D_{AB} = difusifitas massa fluida, $\left(\frac{m^2}{s} \right)$

Bilangan Sherwood merupakan fungsi dari medan aliran yaitu bilangan Reynold (Re) dan bilangan Schmidt (Sc).

- Untuk aliran laminar melintasi plat datar

$$\overline{S}_{hl} = 0,664 \text{Re}^{\frac{1}{2}} \times \text{Sc}^{\frac{1}{3}} \dots\dots\dots(2.44)$$

- Untuk aliran turbulen melintasi plat datar

$$\overline{S}_{hl} = 0,0296 \text{Re}^{\frac{4}{5}} \times \text{Sc}^{\frac{1}{3}} \dots\dots\dots(2.45)$$

2.2.3 Perpindahan Panas Radiasi

Perpindahan panas radiasi disebabkan karena adanya pancaran energi (radiasi elektromagnetik) oleh suatu benda karena temperaturnya. Perpindahan panas radiasi terjadi tanpa melalui suatu media perantara dan perpindahan panas ini dapat terjadi pada ruang hampa (*vakum*).

Stefan – Boltzman telah menyatakan besarnya radiasi maksimum yang dapat dipancarkan oleh suatu permukaan benda hitam (*black body*), yaitu:

$$q'' = \sigma \times T_s^4 \dots\dots\dots(2.46)$$

Dimana:

q'' = panas maksimum yang diradiasikan, $\left(\frac{W}{m^2} \right)$

σ = konstanta Boltzman, $\left(5,678 \times 10^{-8} \frac{W}{m^{\circ}K^4} \right)$

T_s = temperatur permukaan, ($^{\circ}C$)

Radiasi yang dipancarkan oleh suatu permukaan nyata (*real*) akan lebih kecil dari persamaan di atas, karena itu untuk permukaan nyata harus dikalikan dengan suatu factor yang disebut *emisivitas* (ϵ). Sehingga panas yang diradiasikan adalah:

$$q'' = \epsilon \sigma T_s^4 \dots\dots\dots(2.47)$$

Dimana:

q'' = panas nyata yang diradiasikan per satuan luas permukaan, $\left(\frac{W}{m^2} \right)$

ϵ = emisivitas fluida

Radiasi panas yang terjadi antara permukaan dengan sekeliling (*surrounding*) yang dipisahkan oleh gas yang tidak mempunyai efek terhadap perpindahan panas radiasi, sering dijumpai dalam praktek dan besarnya yang dipancarkan adalah:

$$q'' = \varepsilon \sigma A (T_s^4 - T_{sur}^4) \dots \dots \dots (2.48)$$

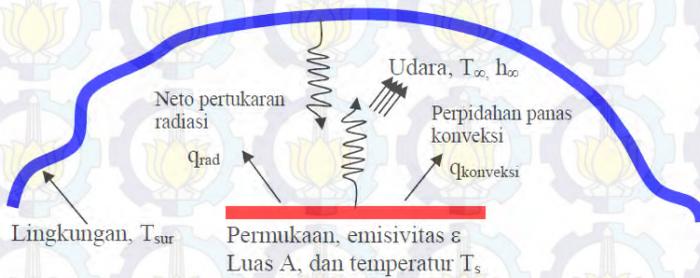
Dimana:

q'' = laju perpindahan panas radiasi, (W)

ε = emisivitas permukaan

σ = konstanta Boltzman, $\left(5,678 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4} \right)$

A = luas permukaan, (m^2)

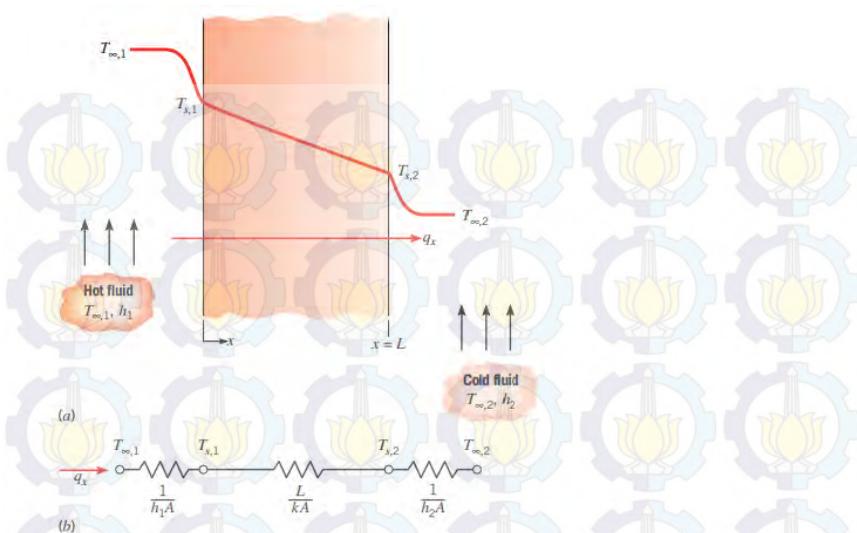


Gambar 2.7 Laju perpindahan panas radiasi oleh suatu permukaan dengan sekeliling

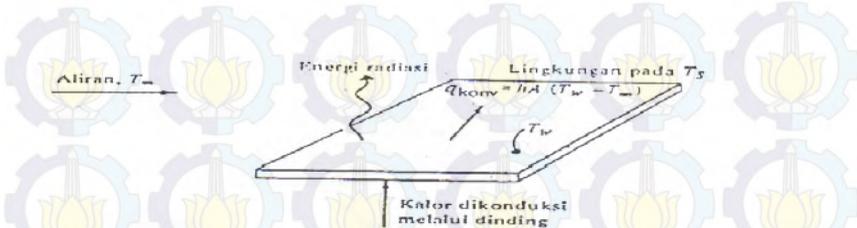
2.2.4 Perpindahan Panas Gabungan

Di dalam praktek perpindahan panas yang terjadi tidak hanya dalam satu mekanisme saja melainkan terjadi secara gabungan antara konduksi, konveksi, dan radiasi maupun ketiga mekanisme tersebut.

Perpindahan panas gabungan antara konduksi dengan konveksi seperti gambar di bawah ini akan lebih mudah menentukannya jika dengan menggunakan metode *thermal resistant* (R). Karena dengan tanpa mengetahui temperatur permukaan benda ($T_{s,1}$ dan $T_{s,2}$) besarnya perpindahan panas dapat diketahui.



Gambar 2.8 Perpindahan panas antara konduksi dengan konveksi.
Distribusi temperatur



Gambar 2.9 Perpindahan panas antara konduksi, konveksi, dan radiasi

Maka laju perpindahan panas:

$$q_x = \frac{T_{\infty,1} - T_{\infty,2}}{R_{tot}} \dots\dots\dots(2.49)$$

$$R_{tot} = \frac{1}{h_1 A} + \frac{1}{kA} + \frac{1}{h_2 A} \dots\dots\dots(2.50)$$

Dimana:

$$R_{tot} = \text{tahanan total panas, } \left(\frac{^{\circ}K}{W} \right)$$

$$T_{\infty,1} = \text{temperatur fluida 1, } (^{\circ}C)$$

$$T_{\infty,2} = \text{temperatur fluida 2, } (^{\circ}C)$$

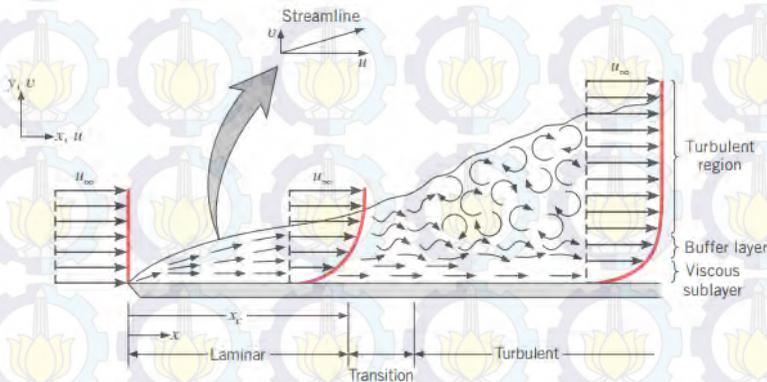
$$h_1 = \text{koefisien konveksi fluida 1, } \left(\frac{W}{m^2 \cdot ^{\circ}K} \right)$$

$$h_2 = \text{koefisien konveksi fluida 2, } \left(\frac{W}{m^2 \cdot ^{\circ}K} \right)$$

$$A = \text{luas permukaan perpindahan panas, } (m^2)$$

2.2.5 Aliran Laminer dan Turbulen

Dalam memperlakukan setiap persoalan konveksi, langkah pertama yang diambil adalah menentukan apakah aliran tersebut laminer atau turbulen. Gesekan permukaan dan laju perbedaan konveksi sangat tergantung pada keberadaan kondisi tersebut. Seperti ditunjukkan pada gambar di bawah ini, ada perbedaan tajam antara kondisi laminer dan turbulen. Pada batas laminer, pergerakan fluida sangat teratur dan memungkinkan untuk mengidentifikasi partikel – partikel memanjang pada garis *streamline*.



Gambar 2.10 Pengembangan lapisan batas kecepatan pada plat datar

Pergerakan fluida memanjang garis *streamline* dikarakteristikan oleh komponen kecepatan pada kedua arah x dan y. karena komponen kecepatan V adalah normal pada permukaan, maka komponen tersebut dapat memberikan kontribusi yang cukup pada perpindahan momentum, energi, dan spesies melalui lapisan batas. Perpindahan fluida normal pada permukaan adalah diperlukan oleh pertumbuhan lapisan batas pada arah x,

Berbeda dengan pergerakan fluida pada lapisan batas turbulen yang sangat tidak teratur dan dikarakteristikan oleh fluktuasi kecepatan. Fluktuasi ini menambah perpindahan momentum, energi, dan spesies. Karena itu menambah laju perpindahan konveksi. Sebagai akibat hasil pencampuran dari fluktuasi, ketebalan lapisan batas turbulen adalah lebih besar dari profil lapisan batas kecepatan, lapisan batas temperatur, dan lapisan batas konsentrasi. Adalah lebih datar daripada lapisan laminar.

Kondisi ini digambarkan secara skematis pada gambar 2.10 untuk pengembangan lapisan batas pada plat datar. Lapisan batas mula – mula laminar, tetapi untuk suatu jarak dari ujung, transisi ke aliran turbulen mulai terjadi fluktuasi fluida untuk berkembang pada daerah transisi dan lapisan batas akhirnya menjadi turbulen penuh. Perpindahan menjadi turbulen diikuti oleh kenaikan yang cukup berarti pada ketebalan lapisan batas, tahanan geser dinding, dan koefisien konveksi.

Pada lapisan batas turbulen, tiga daerah berbeda dapat dilukiskan. Pada laminar sublayer, transport didominasi oleh difusi dan profil kecepatan adalah mendekati linier. Dan pada lapisan daerah turbulen transport didominasi oleh campuran turbulen.

Pada perhitungan sifat lapisan batas, sering digunakan untuk mengasumsikan bahwa transisi terjadi pada local X_c . Bilangan Reynold kritis adalah nilai dari (Re) pada mana transisi terjadi dan untuk aliran luar bilangan tersebut diketahui bervariasi dari 10^5 sampai 3×10^6 , tergantung pada kekasaran permukaan. Asumsi umum untuk perhitungan lapisan batas diambil harga Reynold sebesar: $Re = 5 \times 10^5$. bila bilangan Reynoldnya $< 5 \times 10^5$ disebut aliran laminar, $5 \times 10^5 < Re < 5 \times 10^8$ disebut aliran transisi dan $Re > 5 \times 10^8$ disebut aliran turbulen.

2.2.6 Aliran Internal dan Eksternal

Aliran yang dibatasi oleh suatu permukaan batas seperti pipa atau pembuluh disebut aliran internal. Sedangkan aliran yang mengalir pada benda yang terbenam di dalam fluida yang tak berbatas diistilahkan aliran eksternal. Aliran internal dan eksternal keduanya dapat berupa aliran laminar atau turbulen, kompresibel atau inkompresibel. Contoh-contoh aliran eksternal mencakup aliran udara pada pesawat terbang, mobil, gumpalan salju yang turun, atau aliran air disekitar kapal selam dan ikan. Aliran eksternal yang melibatkan udara sering disebut sebagai aerodinamika untuk menunjukkan arti penting dari aliran eksternal yang dihasilkan ketika sebuah objek seperti sebuah pesawat terbang menjelajah atmosfer

2.2.7 Rapat Massa dan Volume Spesifik

Rapat massa (ρ) dari suatu fluida adalah massa yang mengisi satu satuan volume, sebaliknya volume spesifik (v) adalah volume yang diisi oleh satu satuan massa. Rapat massa dan volume spesifik saling berkaitan satu sama lain. Rapat massa udara pada tekanan atmosfer standar dengan suhu 25°C mendekati $1,2 \text{ kg/m}^3$.

2.2.8 Kalor Spesifik

Kalor spesifik dari suatu bahan baker adalah jumlah energi yang diperlukan untuk menaikkan suhu ssatuan massa bahan tersebut sebesar 1°K . Dua besaran yang umum adalah kalor spesifik pada volume tetap (c_v) dan kalor spesifik pada tekanan konstan (c_p). Besaran yang kedua banyak dipakai pada proses pemanasan dan pendinginan.

2.3 Perpindahan Massa

Bentuk perpindahan massa secara garis besar dapat dibagi menjadi dua macam yaitu:

- Perpindahan massa secara konveksi
- Perpindahan massa yang diakibatkan oleh difusi

Perpindahan massa jenis umumnya sebagai akibat perbedaan konsentrasi komponen yang terdapat pada campuran. Graadien konsentrasi cenderung untuk menggerakkan komponen dengan arah

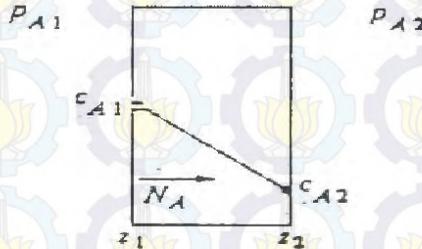
sedemikian rupa agar dicapai kesetimbangan konsentrasi dan menghilangkan graadien tersebut.

Walaupun difusi biasanya diakibatkan oleh graadien konsentrasi, didapat juga diakibatkan oleh perbedaan tekanan, temperatur, ataupun oleh paksaan dari luar. Difusi molekular yang timbul sebagai graadien tekanan, oleh temperatur tersebut disebut difusi termal dan oleh gaya luar disebut difusi paksa.

Difusi adalah aliran zat fisik, yang terjadi pada kecepatan yang terbatas. Komponen yang berdifusi umumnya meninggalkan ruang di belakangnya dan ruang baru harus ditentukan untuk lokasi barunya.

2.3.1. Difusi Pada Lapisan Permeabel

Difusi uap pada suatu solid dipengaruhi oleh koefisien difusi antara uap dan solid serta perbedaan konsentrasi antara uap yang masuk solid dengan uap yang keluar solid.



Gambar 2.11 Difusi pada lapisan permeable

Tetapi untuk beberapa kasus dimana solid merupakan suatu lapisan permeabel maka persamaan difusi fluks massa yang digunakan bukanlah sebagai fungsi koefisien difusi, melainkan sebagai fungsi permeabilitas antara solid dengan uap atau gas yang melewati lapisan permeabel tersebut. Adapun persamaan fluks difusi massa yang melewati lapisan permeabel solid yang diberikan oleh Fick's adalah:

$$N_A'' = \frac{P_m}{22,414} \frac{P_{A,1} - P_{A,2}}{Z_2 - Z_1} \dots\dots\dots(2.51)$$

Dimana:

N_A'' = difusi fluks massa, $\left(\frac{kgmol}{sm^2}\right)$

P_m = permeabilitas uap/gas dengan solid, $(m^3/sm^2, atm/m)$

$P_{A,1}$ = tekanan uap/gas masuk lapisan permeabel, (atm)

$P_{A,2}$ = tekanan uap/gas masuk lapisan permeabel, (atm)

$Z_2 - Z_1$ = tebal lapisan permeabel, (m)

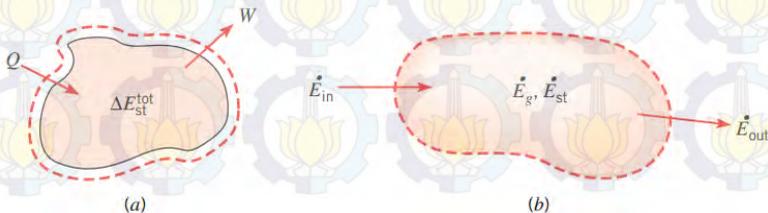
2.4 Kekekalan Energi

Analisis perpindahan panas merupakan perluasan dari termodinamika yang memperhatikan laju perpindahan energi. Selanjutnya dalam menganalisis perpindahan panas Hukum I Termodinamika (hokum kekekalan energi) memegang peranan penting dalam melakukan analisis.

2.4.1 Kekekalan Energi Volume Atur

Dalam menganalisis perpindahan panas perlu melakukan identifikasi volume atur yaitu melakukan pembatasan terhadap daerah yang dilalui energi/material dengan mengacu pada hukum I termodinamika, maka kekekalan energi volume atur dapat didefinisikan sebagai:

Laju energi termal dan mekanika yang memasuki volume atur dikurangi dengan laju energi yang meninggalkan volume atur sama dengan energi yang tersimpan di dalam volume atur.



Gambar 2.12 Kekekalan energi volume atur

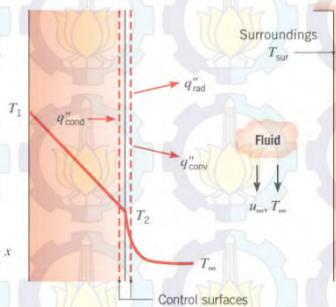
Notasi untuk energi yang masuk meninggalkan volume atur adalah E_{st} . Bentuk umum dari kekekalan energi dapat dinyatakan:

$$E_{in} + E_g - E_{out} = E_{st} \dots\dots\dots(2.52)$$

2.4.2 Kesetimbangan Energi Permukaan

Pada kasus khusus dimana permukaan atur tidak mempunyai massa/volume dan tidak berhubungan dengan energi bangkitan, serta syarat kekekalan energi berlaku untuk keadaan tunak (*steady state*) dan kondisi transisi (*transient*), maka:

$$E_{in} = E_{out} \dots\dots\dots(2.53)$$



Gambar 2.13 Kekekalan energi permukaan sebuah media

Pada gambar di atas ditunjukkan tiga bentuk perpindahan panas permukaan atur dengan basis per satuan luas. Ketiga bentuk tersebut adalah konduksi dari media ke permukaan luar, konveksi dari permukaan ke fluida, dan pertukaran radiasi netto dari permukaan ke sekeliling. Sehingga kesetimbangan energi gambar di atas:

$$q''_{konduksi} - q''_{konveksi} - q''_{radiasi} = 0 \dots\dots\dots(2.54)$$

2.5 Perpindahan Panas Kalor Sensibel dan Kalor Laten

Jika udara mengalir melewati suatu permukaan basah, akan terjadi perpindahan kalor sensibel dan kalor laten secara bersamaan. Bila terdapat perbedaan suhu antara udara dan permukaan basah

tersebut akan terjadi perpindahan kalor sensibel dan kalor laten secara bersamaan. Bila terdapat perbedaan suhu antara dan permukaan basah tersebut maka kalor akan dipindahkan. Bila terdapat pada temperatur antara tekanan parsial uap air di udara dan tekanan parsial uap air pada permukaan basah, maka akan terjadi perpindahan massa uap air. Perpindahan massa ini menyebabkan perpindahan panas juga, karena pada saat air mengembun, kalor laten harus dikeluarkan dari air tersebut. Sebaliknya jika sejumlah cairan menguap dari lapisan permukaan basah, maka harus diberikan kalor penguapan pada air tersebut.

2.6 Proses Pengeringan

Proses pengeringan adalah perpindahan panas dan uap air secara simultan yang memerlukan energi panas untuk menguapkan kandungan air dari permukaan bahan oleh media pengering yang biasanya berupa uap panas. Dasar proses pengeringan adalah terjadinya penguapan uap air antara udara dengan bahan yang dikeringkan.

Faktor – faktor yang mempengaruhi proses pengeringan adalah:

1. Faktor yang berhubungan dengan udara pengering (suhu, kecepatan volumetrik, kelembaban udara)
2. Faktor yang berhubungan dengan bahan yang dikeringkan (ukuran bahan, kadar air awal bahan, tekanan parsial dalam bahan)

Pada pengeringan mekanis ini, memerlukan energi untuk memanaskan alat pengering, mengimbangi radiasi panas yang keluar dari alat, memanaskan bahan, menguapkan air bahan serta menggerakkan udara. Semakin tinggi suhu yang digunakan untuk pengeringan maka makin tinggi pula energi yang disuplai dan makin cepat pula laju pengeringannya. Akan tetapi, pengeringan yang terlalu cepat dapat merusak bahan yakni permukaan bahan terlalu cepat kering. Sehingga tidak sebanding dengan kecepatan pengeringan air bahan ke permukaan bahan. Hal ini menyebabkan pengerasan pada permukaan bahan (*hardening*). Selanjutnya air dalam bahan tidak dapat lagi menguap karena terhalangi permukaan bahan yang telah kering. Di samping itu pula penggunaan suhu yang terlalu tinggi dapat merusak bahan.

Dalam hal ini keuntungan pengering mekanis yaitu:

- Tidak tergantung cuaca
- Mudah dikendalikan
- Tidak memerlukan tempat yang luas
- Kondisi pengeringan dapat dikendalikan

Proses pengeringan mekanis dapat dilakukan dengan dua metode yaitu:

1. Pengeringan langsung/konveksi adalah bahan dikeringkan dengan cara mengeluarkan udara pengering melewati bahan
2. Pengeringan tidak langsung/konduksi adalah dinding panas yang bersentuhan dengan bahan yang akan dikeringkan secara konduksi

Peristiwa yang terjadi selama pengeringan meliputi dua proses yaitu:

- Perpindahan panas dari luar ke bahan
- Perpindahan massa air dari permukaan bahan ke udara dan dari dalam bahan ke permukaan.

Proses perpindahan panas terjadi karena suhu lebih rendah dari luar bahan. Panas ini diberikan oleh fluida yang melewati permukaan bahan secara konveksi ataupun oleh dinding panas secara konduksi dan panas ini akan menaikkan suhu permukaan dan menaikkan tekanan uap air permukaan. Sehingga terjadi perpindahan dalam bentuk uap air dari permukaan bahan ke udara yang merupakan perpindahan massa. Sebelum proses pengeringan berlangsung, tekanan uap air di dalam bahan berada dalam kesetimbangan dengan tekanan uap air di udara sekitar. Pada saat pengeringan dimulai, panas diberikan ke bahan akan menaikkan tekanan uap air terutama sejalan dengan kenaikan suhunya.

Pada saat proses ini terjadi perpindahan massa dari bahan ke udara dalam bentuk uap air sehingga terjadi pengeringan pada permukaan bahan. Setelah itu tekanan uap air pada permukaan bahan akan menurun setelah kenaikan suhu terjadi pada seluruh bahan. Maka terjadi pergerakan air secara difusi dari dalam bahan ke permukaan bahan dan seterusnya. Proses penguapan pada permukaan bahan diulangi lagi. Akhirnya setelah air bahan berkurang, tekanan uap air bahan menurun sampai terjadi kesetimbangan dengan udara sekitarnya.

Selama proses pengeringan terjadi perpindahan cairan (penguapan) dengan dua cara, yaitu:

1. Perpindahan cairan dari dalam bahan ke permukaan (difusi uap air). Gerakan cairan yang terjadi di dalam bahan menuju permukaan karena adanya perbedaan konsentrasi. Dimana konsentrasi pada bagian dalam bahannya lebih besar dari konsentrasi permukaan. Hal ini disebabkan oleh difusi uap. Dengan meninjau lapisan tipis gerakan uap air dari bahan ke permukaan dapat dicari persamaan Fick untuk difusi satu dimensi:

$$N_A'' = -D_{AB} \frac{\partial C_A}{\partial Y} \dots\dots\dots(2.55)$$

$$n_A'' = -D_{AB} \frac{\partial \rho_A}{\partial Y} \dots\dots\dots(2.56)$$

Dimana:

$$N_A'' = \text{fluk molar uap air, } \left(\frac{\text{mol}}{\text{sm}^2} \right)$$

$$D_{AB} = \text{koefisien difusi biner uap air dan udara, } \left(\frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right)$$

$$\frac{\partial C_A}{\partial Y} = \text{perbedaan konsentrasi uap air, } \left(\frac{\text{mol}}{\text{m}^3} \right)$$

$$N_A'' = \text{fluk massa uap air, } \left(\frac{\text{kg}}{\text{sm}^2} \right)$$

$$\frac{\partial \rho_A}{\partial Y} = \text{perbedaan density uap air, } \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)$$

2. Perpindahan uap air dari permukaan bahan ke media pengering.

Perpindahan uap air dari permukaan bahan ke media pengering berlangsung secara konveksi. Laju perpindahan uap airnya dicari dengan persamaan:

$$N_A'' = h_m (C_{A,s} - C_{A,\infty}) \dots\dots\dots(2.57)$$

Dan laju perpindahan massa uap airnya dapat dicari dengan persamaan:

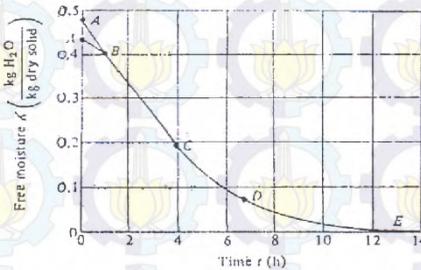
$$n_A'' = h_m (\rho_{A,S} - \rho_{A,\infty}) \dots \dots \dots (2.58)$$

2.7 Periode Proses Pengeringan

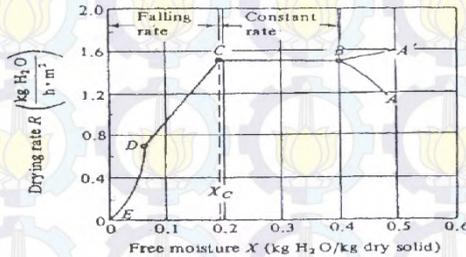
Periode proses pengeringan terdapat tiga periode, yaitu:

1. Periode kecepatan pengeringan naik
2. Periode kecepatan pengeringan konstan
3. Periode kecepatan pengeringan menurun

Ketiga periode tersebut dapat dilihat pada gambar berikut ini:



Gambar 2.14 (a) moisture content terhadap fungsi waktu



Gambar 2.14 (b) laju pengeringan terhadap moisture content.

Keterangan gambar:

- A – B = periode kecepatan naik
- B – C = periode kecepatan konstan
- C – D – E = periode kecepatan menurun

2.7.1 Periode Kecepatan Pengeringan Naik

Pada periode ini kecepatan pengeringan sulit diamati karena proses berlangsungnya amat cepat. Pada gambar di atas ada tiga periode pengeringan. Pada periode pengeringan naik (A – B) adalah operasi tak steady. Periode ini dimulai saat suhu kontak dengan medium pengering. Temperatur akan berubah sampai kondisi tunak. Kurva akan naik (A – B) apabila temperatur sample lebih rendah daripada temperatur medium pengering dan akan turun (A' – B) bila sebaliknya.

2.7.2 Periode Kecepatan Pengeringan Konstan

Pada periode ini (B – C) penguapan terjadi pada permukaan bahan dan kecepatan pengendapannya dapat dianggap sama dengan kecepatan pengeringannya. Uap air yang menguap segera diganti oleh uap air dari bagian dalam bahan. Periode ini berakhir pada saat kecepatan perpindahan air dari dalam bahan ke permukaan lebih kecil daripada kecepatan penguapan air (permukaan air) pada permukaan bahan. Atau jika kandungan air kritisnya (X_c) tercapai, temperatur bahan pada periode ini konstan dan dianggap sebagai wet bulb temperature medium pengering. Sehingga penguapan untuk material yang berpori mekanismenya sama dengan penguapan yang terjadi pada termometer bola basah, dimana proses yang terjadi pada termometer bola basah adalah salah satu penguapan dengan laju konstan.

Sedangkan laju perpindahan uap air dari permukaan bahan ke medium pengering berlangsung secara konveksi. Laju perpindahan uap air dapat dicari dengan menggunakan persamaan:

$$N_A'' = h_m (C_{A,S} - C_{A,\infty}) \dots \dots \dots (2.59)$$

Dimana:

$$N_A'' = \text{fluks molar uap air, } \left(\frac{\text{mol}}{\text{sm}^2} \right)$$

$$h_m = \text{koefisien perpindahan massa konveksi, } \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right)$$

$C_{A,S}$ dan $C_{A,\infty}$ = konsentrasi uap air di permukaan

$$\left(\frac{\text{mol}}{\text{m}^3} \right)$$

2.7.3 Periode Kecepatan Pengeringan Turun

Pada periode (C – D – E) terjadi bila laju pengeringan konstan berakhir pada kadar air kritis. Pada keadaan ini seluruh permukaan penguapan sudah tidak dapat lagi dipertahankan kejenuhannya oleh aliran air dari dalam bahan. Oleh karena itu akan terjadi dimana laju perpindahan uap air dari bagian dalam bahan lebih rendah dari laju uap air yang diuapkan. Hal ini menyebabkan sebagian permukaan bahan mulai mengering. Laju pengeringan akan turun hingga akhirnya berhenti pada saat tercapai kesetimbangan antara bahan dan udara pengering.

Pada solid yang tidak berpori, titik kritis terjadi ketika *moisture* pada permukaan diuapkan. Pada solid yang berpori, titik kritis dicapai ketika laju aliran *moisture* ke permukaan tidak lagi sama dengan laju penguapan pada permukaan solid.

2.8 Kecepatan Udara Dalam Cerobong

Perbedaan tekanan atau yang disebut draft pada cerobong akan menyebabkan udara yang keluar dari cerobong memiliki kecepatan. Draft teoritis dapat dihitung dari ketinggian cerobong dikalikan pengurangan antara densiti udara dengan density flue gas, sehingga dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$h_w = \frac{15.91 B h \left(\frac{1}{T_a} - \frac{1}{T_g} \right)}{\rho_a} \dots \dots \dots (2.60)$$

Dimana:

- h_w = draft teoritis, in.air
- B = tekanan barometric, in.H₂O
- h = tinggi cerobong, ft
- T_a = temperature udara luar, °R
- T_g = temperatur flue gas, °R
- ρ_{udara} = density udara, lb/ft³

Sehingga kecepatan aliran udara dalam cerobong dapat ditentukan dengan persamaan sebagai berikut:

$$V = 8.02 \sqrt{h \left(\frac{T_g}{T_a} - 1 \right)} \dots\dots\dots (2.61)$$

Dimana:

V = kecepatan udara, ft/s

h = tinggi cerobong, ft

T_g = temperatur flue gas, °R

T_a = temperatur udara, °R

Dan,

$$\dot{V} = A.KV \dots\dots\dots (2.62)$$

Dimana:

\dot{V} = laju volume udar yang melewati cerobong, ft/s

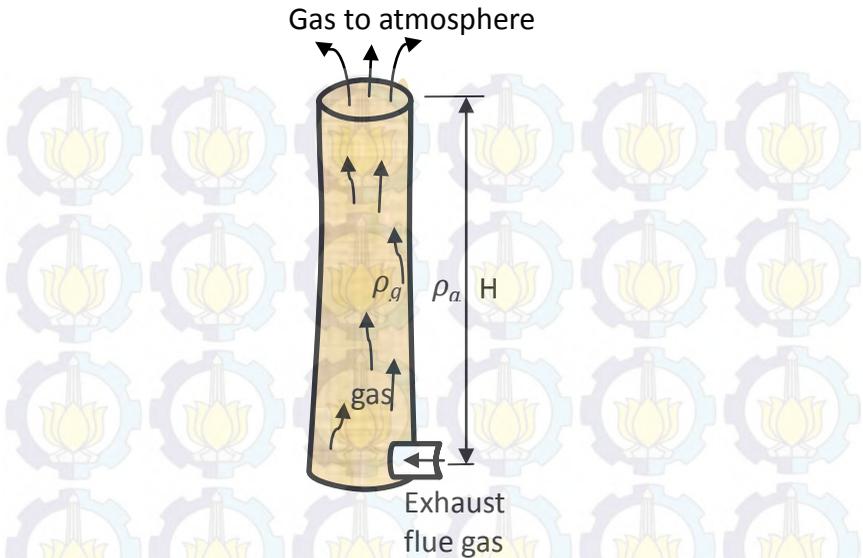
A = luas lubang cerobong, ft²

K = koefisien kecepatan, antara 0,3 – 0,5

2.9 Natural Draft

perbedaan density antara udara atmosfer dengan uap panas di dalam cerobong asap. Untuk cerobong ketinggian H meter (Gambar 2.14) perbedaan rancangan atau tekanan (N / m²) yang dihasilkan, diperoleh dari

$$\Delta P = gH (\rho_a - \bar{\rho}_g)$$



Gambar 2.15 Draft yang Dihasilkan dari Cerobong Asap

$$\Delta H = 2,26 \frac{Q_e^{0,5}}{V_w} - 0,029 \frac{V_s \times D}{V_w} \dots\dots\dots(2.63)$$

Dimana

V_s = Kecepatan luar gas dalam cerobong asap(m/s)

V_w = Kecepatan angin di luar cerobong asap (m/s)

Q_e = Heat emission (J/s)
 $= m \times C_p \times (T_s - T_a)$

m = massa jenis pada oven(kg/s)

C_p = Specific heat of steam = 1005 J/kg K for dry air at low temperature

T_s = Temperatur di luar cerobong asap, °K

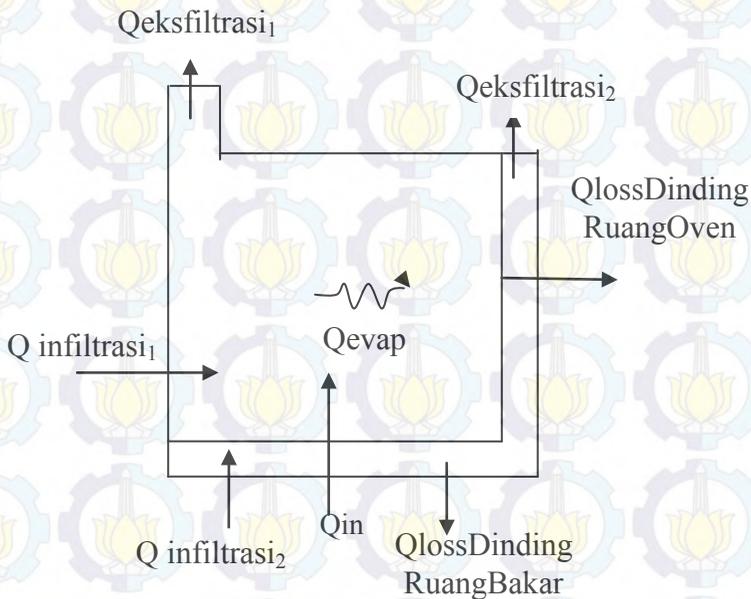
T_a = Temperatur atmosfer, °K

D = Diameter cerobong asap

$$\Delta H = 2,26 \frac{(\dot{m} \times c_p (T_s - T_a))^{0,5}}{V_w} - 0,029 \frac{V_s \times D}{V_w} \dots\dots\dots(2.64)$$

$$\dot{m} = \sqrt[0,5]{\frac{(V_w \times \Delta H) + (0,029 V_s \times D)}{[2,26 \times (C_p \times (T_s + T_a))]^{0,5}}}$$

2.10 Neraca Kalor Pada Proses Pengeringan Dengan Oven



$$Q_{in} + Q_{infiltrasi\ total} = Q_{evap} + Q_{loss\ dinding\ total} + Q_{eksfiltrasi\ total}$$

Gambar 2.16 Neraca Kalor Pada Proses Pengeringan Dengan Oven

2.10.1 Kerugian Panas (Q_{loss}) Pada Dinding

Material yang digunakan ialah plat stainless steel. Struktur yang dirancang yaitu *single jacket*, maksudnya yaitu struktur pelapisannya terdiri dari plat stainless steel saja. Berikut adalah proses perhitungan untuk mencari Q_{loss} pada jenis material yang digunakan.

1. Perhitungan Koefisien Konveksi Pada Plat *Stainless Steel* dinding horizontal dan vertikal lapisan dalam ruang oven.

- Temperatur rata-rata antara temperatur ruangan oven dan temperatur *surface plate* horizontal dan vertikal lapisan dalam ruang oven.

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2}$$

Dimana :

T_f = Temperatur rata-rata dari T_s dan T_∞ ($^{\circ}\text{K}$)

T_s = Temperatur Surface ($^{\circ}\text{K}$)

T_∞ = Temperatur udara ($^{\circ}\text{K}$)

- Properti-properti fluida

Dari $T_f = 0 \text{ K}$, maka dapat diketahui properti fluida dari *Appendix A.4* dari buku ***Fundamental Of Heat And Mass Transfer***, yaitu :

ν ($10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$) ; k (10^{-3} W/m.K) ; α ($10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$) ; Pr
 ρ (kg/m^3) ; μ ($10^{-7} \text{ N.s}/\text{m}^2$) ; $T_s > T_f$, $n = 0,4$; $T_s < T_f$, $n = 0,3$

- Diameter Hidrolis Oven

$$D_h = 4 \frac{A_c}{P} = 4 L \frac{(S-t)}{2(L+S-t)}$$

Dimana :

D_h = Diameter Hidrolis Oven (m)

L = Lebar Karakteristik Oven (m)

S = Pitch (lebar) oven

t = Ketebalan plat oven

- Panjang karakteristik

L = Tinggi Plat Horizontal atau Vertikal (m)

- *Mass Flow Rate*

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

Dimana ;

\dot{m} = mass flow rate (kg/s)

ρ = massa jenis udara sesuai T_f (kg/m^3)

V = Kecepatan Udara (m/s)

A = Luasan Plat Oven (m^2)

- Reynold Number (R_{eD})

$$R_{eD} = \frac{4 \times \dot{m}}{\pi \times D \times \mu}$$

Bilangan *Nusselt*

Dengan hasil nilai dari R_{eD} yang sudah dicari, maka besarnya nilai tersebut merupakan *Turbulen / Laminar*, dengan batas yang bersumber dari buku ***Fundamental Of Heat And Mass Transfer*** ialah $R_{eD} > 2.300$. Maka rumus Nusselt yang digunakan ialah :

$$N_{uD} = 0,023 \times R_{eD}^{4/5} \times Pr^n \quad (\text{Turbulen})$$

$$N_{uD} = 3,66 + \frac{0,0668 \left(\frac{D}{L}\right) R_{eD} Pr}{1 + 0,04 \left(\frac{D}{L}\right) R_{eD}} Pr^{2/3} \quad (\text{Laminar})$$

- Koefisien konveksi pada plat Stainless steel dinding vertikal lapisan dalam oven.

$$h_1 = \frac{Nu_{L,k}}{L}$$

Dimana :

h = koefisien konveksi (W/m^2K)

N_{uD} = Nusselt Number

L = panjang karakteristik oven (m)

2. Perhitungan Koefisien Konveksi Pada Plat *Stainless Steel* dinding horizontal dan vertikal lapisan luar ruang oven.

- Temperatur rata-rata antara temperatur ruangan oven dan temperatur *surface plate* vertikal lapisan luar ruang oven.

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2}$$

Dimana :

T_f = Temperatur rata-rata dari T_s dan T_∞ ($^\circ K$)

T_s = Temperatur Surface ($^\circ K$)

T_∞ = Temperatur udara ($^\circ K$)

- Properti-properti fluida

Dari $T_f = 0 \text{ K}$, maka dapat diketahui properti fluida dari *Appendix A.4* dari buku ***Fundamental Of Heat And Mass Transfer***, yaitu :

ν ($10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$) ; k (10^{-3} W/m.K) ; α ($10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$) ; Pr
 $\beta = (\text{K}^{-1})$; μ (10^{-7} N.s/m^2) ; $T_s > T_f, n = 0,4$; $T_s <$
 $T_f, n = 0,3$

- Diameter Hidrolis Oven

$$Dh = 4 \frac{Ac}{P} = 4 L \frac{(S-t)}{2(L+S-t)}$$

Dimana :

Dh = Diameter Hidrolis Oven (m)

L = Lebar Karakteristik Oven (m)

S = Pitch (lebar) oven

t = Ketebalan plat oven

- Panjang karakteristik

L = Tinggi Plat Vertikal (m)

- Mass Flow Rate

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

Dimana ;

\dot{m} = mass flow rate (kg/s)

ρ = massa jenis udara sesuai T_f (kg/m^3)

V = Kecepatan Udara (m/s)

$$Ra_L = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu\alpha}$$

Dimana :

g = percepatan gravitasi, ($\frac{m}{s^2}$)

β = koefisien ekspansi volume ($\frac{1}{T_f}$), (K^{-1})

L = panjang karakteristik, (m)

ν = viskositas kinematik, $\left(\frac{m^2}{s}\right)$

α = difusivitas termal, $\left(\frac{m^2}{s}\right)$

Karena $Ra_L < 10^9$, Maka :

$$\overline{Nu}_L = 0,68 + \frac{0,67 Ra_L^{\frac{1}{4}}}{\left[1 + (0,492 / Pr)^{\frac{9}{16}}\right]^{\frac{4}{9}}}$$

Karena $Ra_L < 10^{13}$, Maka :

$$\overline{Nu}_L = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 Ra_L^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + (0,492 / Pr)^{\frac{9}{16}}\right]^{\frac{8}{27}}} \right\}^2$$

- Koefisien konveksi pada plat Stainless steel dinding vertikal lapisan luar oven.

$$h_2 = \frac{Nu_L k}{L}$$

Dimana :

h = koefisien konveksi (W/m^2K)

Nu_L = Nusselt Number

L = panjang karakteristik oven (m)

3. Perhitungan Koefisien Konveksi Pada Plat *Stainless Steel* dinding horizontal dan vertikal lapisan dalam ruang bakar.

- Temperatur rata-rata antara temperatur ruangan oven dan temperatur *surface plate* horizontal lapisan dalam ruang oven.

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2}$$

Dimana :

T_f = Temperatur rata-rata dari T_s dan T_∞ ($^{\circ}\text{K}$)

T_s = Temperatur Surface ($^{\circ}\text{K}$)

T_∞ = Temperatur udara ($^{\circ}\text{K}$)

- Properti-properti fluida
Dari $T_f = 0 \text{ K}$, maka dapat diketahui properti fluida dari *Appendix A.4* dari buku **Fundamental Of Heat And Mass Transfer**, yaitu :
 ν ($10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$) ; k (10^{-3} W/m.K) ; α ($10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$) ; Pr
 $\beta = (\text{K}^{-1})$; μ (10^{-7} N.s/m^2) ; $T_s > T_f, n = 0,4$; $T_s < T_f, n = 0,3$
- Panjang karakteristik
 L = Tinggi Plat Vertikal (m)

$$Ra_L = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu\alpha}$$

Dimana :

g = percepatan gravitasi, ($\frac{\text{m}}{\text{s}^2}$)

β = koefisien ekspansi volume ($\frac{1}{T_f}$), (K^{-1})

L = panjang karakteristik, (m)

ν = viskositas kinematik, ($\frac{\text{m}^2}{\text{s}}$)

α = difusivitas termal, ($\frac{\text{m}^2}{\text{s}}$)

- Korelasi pada plat horizontal
Nusselt Number rata – rata untuk konveksi bebas tergantung pada permukaan plat horizontal dengan

permukaan dingin menghadap ke atas (*upper surface of cold plate*)

$$\overline{Nu}_L = 0,27 Ra_L^{\frac{1}{4}}, (10^5 \leq Ra_L \leq 10^{10})$$

Karena : $Ra_L < 10^9$, Maka :

$$\overline{Nu}_L = 0,68 + \frac{0,67 Ra_L^{\frac{1}{4}}}{\left[1 + (0,492 / Pr)^{\frac{9}{16}}\right]^{\frac{4}{9}}}$$

- Koefisien konveksi pada plat *Stainless Steel* dinding bagian kanan,depan,belakang lapisan dalam oven

$$h_1 = \frac{\overline{Nu}_L \cdot k}{L}$$

Dimana :

h = koefisien konveksi (W/m²K)

Nu_L =Nusselt Number

L = panjang karakteristik oven (m)

4. Perhitungan Koefisien Konveksi Pada Plat *Stainless Steel* dinding horizontal dan vertikal lapisan luar ruang bakar.

- Temperatur rata-rata antara temperatur ruangan oven dan temperatur *surface plate* horizontal lapisan dalam ruang oven.

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2}$$

Dimana :

T_f = Temperatur rata-rata dari T_s dan T_∞ (°K)

T_s = Temperatur Surface (°K)

T_∞ = Temperatur udara (°K)

- Properti-properti fluida

Dari $T_f = 0\text{ K}$, maka dapat diketahui properti fluida dari *Appendix A.4* dari buku *Fundamental Of Heat And Mass Transfer*, yaitu :

ν ($10^{-6}\text{ m}^2/\text{s}$) ; k (10^{-3} W/m.K) ; α ($10^{-6}\text{ m}^2/\text{s}$) ; Pr
 $\beta = (\text{K}^{-1})$; μ (10^{-7} N.s/m^2) ; $T_s > T_f, n = 0,4$; $T_s <$
 $T_f, n = 0,3$

- Panjang karakteristik

$L =$ Tinggi Plat Vertikal (m)

$$Ra_L = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu\alpha}$$

Dimana :

$g =$ percepatan gravitasi, ($\frac{\text{m}}{\text{s}^2}$)

$\beta =$ koefisien ekspansi volume ($\frac{1}{T_f}$), (K^{-1})

$L =$ panjang karakteristik, (m)

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

$\alpha =$ difusivitas termal, ($\frac{\text{m}^2}{\text{s}}$)

- Korelasi pada plat horizontal

Nusselt Number rata – rata untuk konveksi bebas tergantung pada permukaan plat horizontal dengan permukaan dingin menghadap ke bawah (*lower surface of cold plate*)

$$\overline{Nu}_L = 0,54Ra_L^{\frac{1}{4}}, (10^4 \leq Ra_L \leq 10^{10})$$

- Karena $Ra_L < 10^9$, Maka :

$$\overline{Nu}_L = 0,68 + \frac{0,67 Ra_L^{\frac{1}{4}}}{\left[1 + (0,492 / Pr)^{\frac{9}{16}}\right]^{\frac{4}{9}}}$$

5. Perhitungan Qloss pada Dinding

$$R_{tot}'' = \frac{1}{h_2} + \frac{L_1}{k_1} + \frac{1}{h_1}$$

$$Q_{loss}'' = \frac{(T_s - T_\infty)}{R_{tot}''}$$

$$\text{Karena : } Q_{loss}'' = \frac{Q_{loss}}{A}$$

$$\text{Sehingga : } Q_{loss} = Q_{loss}'' \times A$$

2.11 Dimensi rak dan bahan

Luas rak penampung = Panjang x Lebar rak

Luas Bahan = Panjang x Lebar bahan

2.12 Daya Tampung Oven

Daya Tampung Oven = $\frac{\text{Luas Rak}}{\text{Luas Bahan}}$ x Berat bahan

2.13 Kadar Air yang Dikeluarkan pada Bahan

Bahan Basah Kulit Sapi = M1

Bahan Basah Kulit Sapi = M2

Jadi Kadar Air yang Hilang pada Bahan = M1-M2

2.14 Massa Uap Air

Massa Uap Air = Daya Tampung Oven x Kadar Air yang Hilang pada Bahan

2.15 Laju Perpindahan Panas di Ruang Oven

ΔH = Tinggi total alat – Tinggi oven

$$\Delta H = 2,26 \frac{Qe^{0,5}}{V_w} - 0,029 \frac{V_s x D}{V_w}$$

$$\Delta H = 2,26 \frac{(\dot{m} \times cp(T_s - T_a))^{0,5}}{V_w} - 0,029 \frac{V_s x D}{V_w}$$

Diameter Hidrolis Oven

$$D_h = 4 \frac{Ac}{P} = 4 L \frac{(S-t)}{2(L+S-t)}$$

Dimana

S = Pitch (lebar) oven

t = Ketebalan plat oven

L = Panjang plat oven

Dimana :

V_s = Kecepatan dalam oven (m/s)

V_w = Kecepatan angin (m/s)

Q_e = Heat emission (J/s)

= $\dot{m} \times C_p \times (T_s - T_a)$

\dot{m} = Massa jenis pada oven (kg/s)

C_p = Kapasitas kalor gas = 1005 J/kg K

T_s = Temperatur dalam oven

T_a = Temperatur atmosfer

D = Diameter oven

2.16 Udara yang Masuk/Keluar dari Alat Pengering

Qinfiltrasi total = Qeksfiltrasi cerobong₁ + Qinfiltrasi cerobong₂

Qeksfiltrasi total = Qeksfiltrasi cerobong₁ + Qeksfiltrasi cerobong₂

$$Q_{\text{infiltrasi cerobong}_1} = \dot{m}_1 \times c_p \times (T_s - T_a)$$

$$Q_{\text{eksfiltrasi cerobong}_1} = \dot{m}_1 \times c_p \times (T_s - T_a)$$

$$Q_{\text{infiltrasi cerobong}_2} = \dot{m}_2 \times c_p \times (T_s - T_a)$$

$$Q_{\text{eksfiltrasi cerobong}_2} = \dot{m}_2 \times c_p \times (T_s - T_a)$$

Dimana :

\dot{m} = mass flow rate (kg/s)

C_p = tabel A.4 Heat Transfer

T_s = Temperatur dalam oven

T_a = Temperatur atmosfer

2.17 Perhitungan Laju Perpindahan Panas Untuk Menghilangkan Kadar Air Pada Produk (Q_{evap} (W))

$$\text{Kecepatan udara keluar melalui cerobong (V)} = \frac{m}{s}$$

Panjang karakteristik (L)

$$L = \frac{A}{P} (m)$$

➤ $T_s = ^\circ\text{C}$ (tabel A.9 Heat Transfer-A Practical Approach by Yunus A. Cengel) didapat:

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

➤ $T_\infty = ^\circ\text{C}$ (tabel A.9 Heat Transfer-A Practical Approach by Yunus A. Cengel) didapat:

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

$$h_{fg} = \text{Kj/Kg}$$

Udara pada $T_s = \square \text{ K}$, didapatkan:

$$S_c = \frac{v}{D_{AB}}$$

Reynold Number

$$Re_D = \frac{\rho V D}{\mu}$$

Untuk aliran laminar, bila $Re_D < 2300$

$$\overline{Shl} = \frac{h_m L}{D_{AB}} = 0.664 Re_D^{\frac{1}{2}} \times Sc^{\frac{1}{3}}$$

Untuk aliran turbulen, bila $Re_D > 2300$

$$\overline{Shl} = \frac{h_m L}{D_{AB}} = 0.0296 Re_D^{\frac{4}{5}} \times Sc^{\frac{1}{3}}$$

- Koefisien perpindahan massa konveksi

$$h_m = \frac{\overline{Shl} D_{AB}}{L}$$

Laju massa uap air yang dipindahkan ke udara sekeliling, yaitu:

$$\dot{m} = h_m \times A_s \times [\Delta \rho]$$

- Besar panas untuk menguapkan air pada kulit sapi rambak, yaitu:

$$Q_{evap} = \dot{m} \times h_{fg}$$

2.18 Perhitungan Kerugian Panas (Q_{loss}) Pada Dinding

- Q_{loss} dinding ruang oven = $Q_{loss1} + Q_{loss2} + Q_{loss3} + Q_{loss4} + Q_{loss5}$
- Q_{loss} dinding ruang bakar = $Q_{loss1} + Q_{loss2} + Q_{loss3} + Q_{loss4} + Q_{loss5}$
- Q_{loss} dinding total = Q_{loss} dinding ruang oven + Q_{loss} dinding ruang bakar

2.19 Perhitungan Q_{evap} pada tungku yang menggunakan bahan bakar Lpg

- $Q_{evap} = \text{massa uap air} \times h_{fg}$

2.20 Perhitungan Q_{in} pada tungku yang menggunakan bahan bakar Lpg

- Perhitungan Q_{in}

$$Q_{in} + Q_{infiltrasi} = Q_{evap} + Q_{eksfiltrasi} + Q_{lossDinding}$$

$$Q_{in} = (Q_{evap} + Q_{eksfiltrasi+rb} + Q_{lossDindingtotal}) - Q_{infiltrasi+rb}$$

2.21 Perhitungan \dot{m}_{bb} pada tungku yang menggunakan bahan bakar LPG dengan

- Nilai kalor bahan bakar LPG didapat :

$$LHV = 46110 \frac{KJ}{Kg}$$

$$Q_{in} = \dot{m}_{bb} \times LHV$$

$$\dot{m}_{bb} = \frac{Q_{in}}{LHV}$$



BAB III

METODOLOGI PERENCANAAN

3.1 Kriteria Perencanaan

Perencanaan sistem alat pengering kulit sapi berbahan bakar LPG ini mengacu pada pertimbangan faktor-faktor berikut :

- a. Menggunakan paradigma teknologi tepat guna.
- b. Menggunakan material-material yang mudah didapat.
- c. Cara pengoperasian alat mudah.
- d. Cara perawatan alat mudah dan murah.
- e. Biaya pengoperasian alat murah.

Dengan memenuhi persyaratan tersebut diharapkan sistem pengering kulit sapi ini akan lebih mudah untuk diterapkan dan dimiliki oleh para *home industry*, sehingga mereka dapat mengeringkan kulit sapi dengan cara yang efisien dan tidak bergantung pada cuaca

Dalam implementasi penelitian tugas akhir ini, sumber energi yang didapat yaitu berasal dari tungku yang berbahan bakar LPG, dengan sistem aliran udara secara alami. Material yang dipilih adalah material yang tahan terhadap panas, dapat mengisolasi panas dengan baik dari hasil pembakaran. Jenis materialnya yaitu plat stainless steel dengan tebal 0,8 mm. Konstruksi dari tungku yang digunakan terdiri dari:

- a. Ruang tungku, berfungsi sebagai tempat dudukan tungku. Bahan terbuat dari plat besi dengan tebal 2mm.
- b. Tungku, sebagai tempat/penampung bahan bakar. Bahan terbuat dari plat besi tebal 2mm.
- c. Sekat, berfungsi sebagai penyekat antara ruang bakar dan ruang oven.

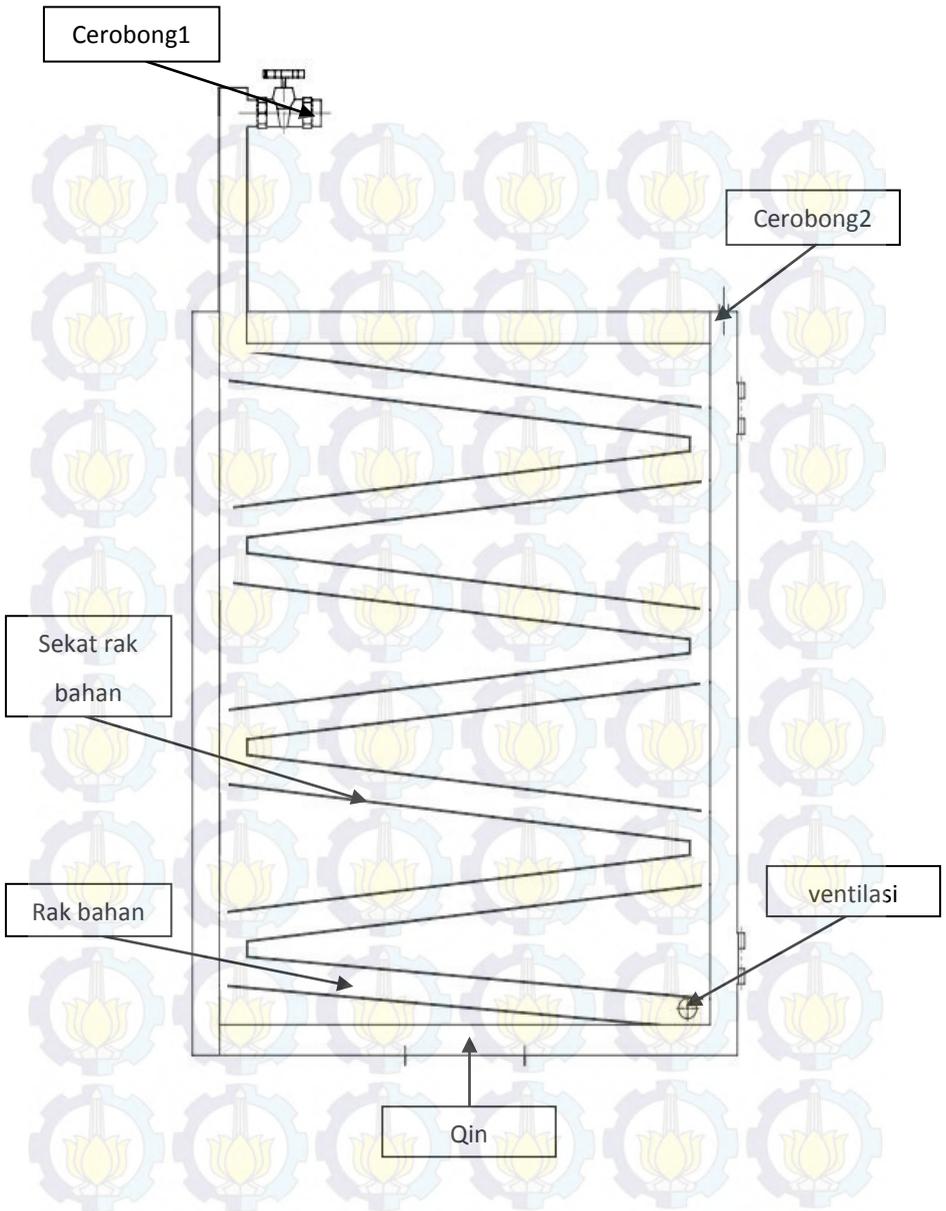
Adapun langkah dan prosedur penyusunan tugas akhir ini secara berurutan dapat dijelaskan sebagai berikut :

3.2 Persiapan Awal

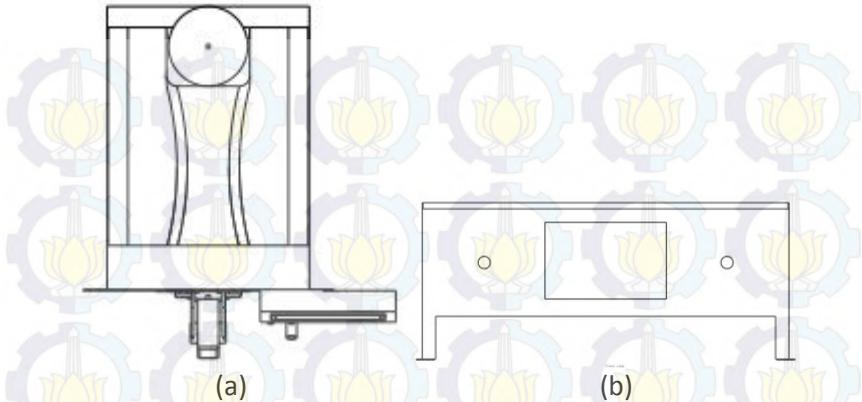
1. Penentuan tema awal Tugas Akhir mengenai
**“PERHITUNGAN ULANG ALAT PENGERING
KULIT SAPI UNTUK BAHAN KERUPUK
RAMBAK MENGGUNAKAN BAHAN BAKAR LPG
DENGAN DAYA TAMPUNG 3 KG”**
2. Perhitungan desain spesifikasi alat.

3.3 Penentuan Desain Alat dan Dimensi Alat

Berikut ini adalah gambar sketch alat pengering kulit sapi untuk bahan rambak menggunakan tungku berbahan bakar LPG dengan daya tampung 3 kg.



Gambar 3.1 Desain Proyeksi Oven



Gambar 3.2 Desain (a) Tungku (b) Ruang tungku

Alat ini didesain menggunakan software *solid works*, dan dilengkapi dengan beberapa komponen, yaitu:

1. Cerobong / *stack*, berfungsi sebagai outlet aliran udara pada saat proses pengeringan.
2. Ruang tungku berfungsi sebagai tempat dudukan tungku.
3. Tungku berfungsi sebagai tempat penampung bahan bakar.

Berikut spesifikasi dimensi Tungku dan Ruang Tungku:

- a. Tungku
 1. Panjang : 400 mm
 2. Lebar : 200 mm
 3. Tinggi : 130 mm
 4. Tinggi kaki : 65 mm

b. Ruang Tungku

1. Panjang : 605 mm
2. Lebar : 405 mm
3. Tinggi : 180 mm

3.4 Diagram Alir Tugas Akhir

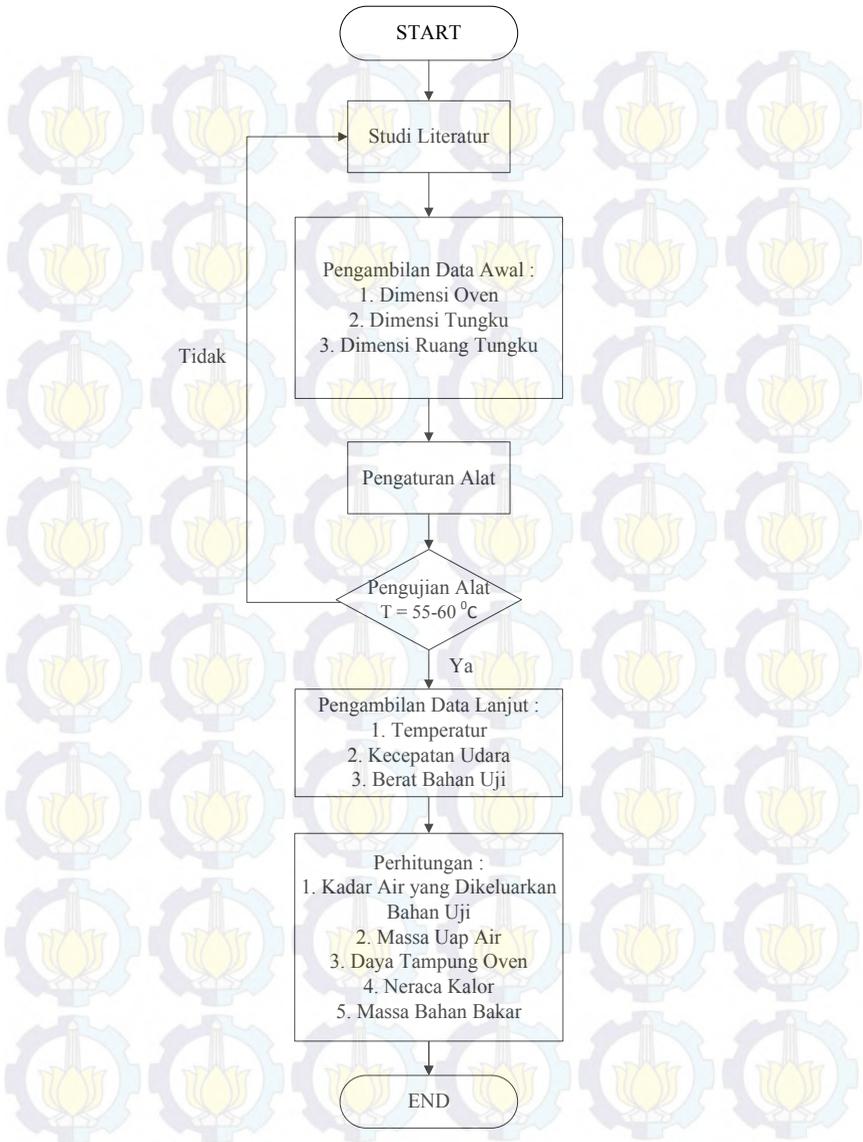
Untuk selengkapnya langkah-langkah yang ditempuh penulis dalam penulisan dan penyusunan tugas akhir ini dapat dilihat dari diagram alir berikut ini :

3.4.1 Diagram Alir Pengerjaan Tugas Akhir

Pada pembahasan sub bab ini akan digambarkan mengenai alur proses pembuatan Tugas Akhir rancang bangun alat pengering kulit sapi untuk bahan kerupuk rambak menggunakan bahan bakar LPG dengan daya tampung 3 kg.

3.4.2 Diagram Alir Perancangan Sistem

Pada pembahasan sub bab ini akan digambarkan mengenai alur perancangan sistem alat pengering kulit sapi untuk bahan kerupuk rambak menggunakan bahan bakar LPG dengan daya tampung kulit sapi 3 kg pada 5 rak.



Gambar 3.3 Diagram Alir Pengerjaan Tugas Akhir

BAB IV PERHITUNGAN

4.1 Data Spesifikasi Alat

Beberapa data yang diperlukan untuk melakukan analisis adalah sebagai berikut:

Data dimensi ruang Tungku

- Panjang ruang tungku : 605 mm
- Lebar ruang tungku : 405 mm
- Tinggi ruang tungku : 180 mm

Data dimensi Tungku

- Panjang tungku : 400 mm
- Lebar tungku : 200 mm
- Tinggi tungku : 130 mm
- Tinggi kaki tungku : 65 mm

Data-data Penunjang

- LHV LPG : 46110 KJ/Kg
- Temperatur ambient : 303 ⁰K
- Kecepatan udara ambient : 2,3 m/s
- Target temperatur ruang bakar : 351 ⁰K
- Target temperatur ruang oven : 338 ⁰K
- Target kecepatan udara ruang oven : 0,3 m/s

Dimensi model oven

panjang = 600 mm
lebar = 395 mm
Tinggi = 730 mm

Ukuran cerobong

Panjang = 370 mm
Lebar = 50 mm
Tinggi = 220 mm
Diameter = 25 mm

$$A_v = (0,37 \times 0,05)m^2 = 0,0185m^2 = 18500mm^2$$

Ukuran Ventilasi

Diameter = 20mm

Data dinding

» Bahan Dinding

1. *Stainless Steel SUS 104*

Tebal (L_A) = 1,2mm

Konduktivitas termal (k_A) = 16,2 W/m^oK

» Luas permukaan dinding

1. Bagian depan (A_1) = 438mm

2. Bagian kanan (A_2) = 288,35 mm

3. Bagian kiri (A_3) = 288,35 mm

4. Bagian belakang (A_4) = 438 mm

5. Bagian atas (A_5) = 237 mm

» Temperatur

1. Temperatur *surface plate* bagian dalam cerobong₁ = 332^oK

2. Temperatur *surface plate* bagian dalam cerobong₂ = 348^oK

Data rak penampung

Panjang = 460 mm

Lebar = 340 mm

Luas rak penampung = P x L = 460 mm x 340 mm = 156.400 mm²

Data Bahan

Berat per biji = 0,0027kg

Panjang = 70 mm

Lebar = 10 mm

Luas Bahan = P x L = 70 mm x 10 mm = 700 mm²

Daya Tampung Oven

$$\frac{\text{Luas Rak}}{\text{Luas Bahan}} = \frac{156.400 \text{ mm}}{700 \text{ mm}} = 223,428 = 223 \text{ biji}$$

Jadi daya tampung oven = $223 \times 0,0027 = 0,602 \text{ kg} \times 5$ (jumlah rak)
= $3,01 \text{ kg} = 3 \text{ kg}$

Kadar Air yang Dikeluarkan Bahan

Diketahui :

Bahan Basah Kulit Sapi = 19,575 %

Bahan Kering Kulit Sapi = 1,988 %

Jadi Kadar air yang hilang = $19,575 \% - 1,988 \% = 17,587 \%$

Massa Uap Air

Massa Uap Air = Daya Tampung Oven x Kadar Air yang Hilang = $3 \text{ kg} \times 17,587 \% = 0,527 \text{ kg}$

4.2 Perhitungan Laju Perpindahan Panas di Ruang Oven

Berikut adalah perhitungan untuk menentukan Q_{storage} pada ruang oven, yang didapat berdasarkan teori kesetimbangan energy yaitu , $Q_{\text{in}} = Q_{\text{out}}$. Dan dalam perhitungan rancang bangun tugas akhir ini, indikator Q_{in} ialah panas yang masuk ke dalam ruang oven yang dipengaruhi oleh tungku, dengan bahan bakar LPG menggunakan sistem natural draft, dan desain aliran udara didalam ruang oven menggunakan aliran internal. sedangkan indikator dari Q_{out} ialah Q_{storage} , $Q_{\text{losses material}}$, $Q_{\text{evaporator}}$, $Q_{\text{infiltrasi}}$ dan $Q_{\text{eksfiltrasi}}$.

4.2.1 Perhitungan $Q_{\text{infiltrasi}}$ dan $Q_{\text{eksfiltrasi}}$ Ruang Oven yang Didapat Dari Mass Flow Rate Melalui Konsep Natural Draft

$$T_{\text{atm}} = 303 \text{ }^{\circ}\text{K}$$

target

$$T_{\text{oven}} = 338 \text{ }^{\circ}\text{K}$$

$$V_s = 0,3 \text{ m/s}$$

$$V_w = 2,5 \text{ m/s}$$

Perhitungan :

$$\begin{aligned}\Delta H &= \text{Tinggi total alat} - \text{Tinggi oven} \\ &= 1055 \text{ mm} - 700 \text{ mm} \\ &= 355 \text{ mm} \\ &= 0,355 \text{ m}\end{aligned}$$

Diameter Hidrolis Oven

$$Dh = 4 \frac{Ac}{P} = 4 L \frac{S}{2(L+S)}$$

Dimana :

S = Pitch (lebar) oven

L = Panjang plat oven

$$\begin{aligned}Dh &= 4 \frac{Ac}{P} = 4 L \frac{S}{2(L+S)} \\ &= 4 \cdot 0,6 \frac{0,395}{2(0,6 + 0,395)} \\ &= 2,4 \cdot 0,196 \\ &= 0,47\end{aligned}$$

$$\Delta H = 2,26 \frac{Q_e^{0,5}}{V_w} - 0,029 \frac{V_s x D}{V_w}$$

Dimana

V_s = Kecepatan udara dalam oven (m/s)

V_w = Kecepatan udara luar (m/s)

Q_e = Heat emission (J/s)

= $\dot{m} \times C_p \times (T_s - T_a)$

\dot{m} = Laju aliran massa pada oven (kg/s)

C_p = Kapasitas kalor gas pada tekanan konstan = 1005 J/kg K

T_s = Temperatur dalam oven

T_a = Temperatur atmosfer

D = Diameter oven

(a) Mencari \dot{m}_1

$$\Delta H = 2,26 \frac{(\dot{m} \times cp (Ts - Ta))^{0,5}}{V_w} - 0,029 \frac{Vs \times D}{V_w}$$
$$0,355 \text{ m} = 2,26 \frac{(\dot{m} \times 1005 \frac{j}{kg} K (338 - 303) K)^{0,5}}{2,5 \frac{m}{s}}$$

$$- 0,029 \frac{0,3 \frac{m}{s} \times 0,475 \text{ m}}{2,5 \frac{m}{s}}$$

$$0,355 \text{ m} = 0,904 \frac{s}{m} (\dot{m} \times 38190 \frac{j}{kg} K)^{0,5} - 0,00165 \text{ m}$$

$$0,356 \text{ m} = 0,904 \frac{s}{m} (\dot{m} \times 38190 \frac{j}{kg} K)^{0,5}$$

$$\left(\dot{m} \times 38190 \frac{j}{kg} K \right)^{0,5} = 0,393$$

$$\dot{m} \times 38190 \frac{j}{kg} = \sqrt{0,393 \frac{m^2}{s}}$$

$$\dot{m} \times 38190 \frac{j}{kg} = 0,313 \frac{m^4}{s}$$

$$\dot{m}_1 = 8,195 \times 10^{-6} \frac{kg}{s}$$

(b) Mencari $Q_{\text{infiltrasi}}$

$Q_{\text{infiltrasi}}$

$$= \dot{m}_1 \times cp \times (Ts - Ta)$$

$$= 8,195 \times 10^{-6} \frac{kg}{s} \times 1005 \frac{j}{kg} K \times (338 - 303) K$$

$$= 0,288 \frac{j}{s}$$

$$= -0,288 \text{ W}$$

(c) Mencari $Q_{\text{eksfiltrasi}}$

$$\begin{aligned} Q_{\text{out1}} &= \dot{m}_1 \times c_p \times (T_s - T_a) \\ &= 8,195 \times 10^{-6} \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 1005 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \text{K} \times (338 - 303) \text{K} \\ &= 0,329 \frac{\text{J}}{\text{s}} \\ &= 0,288 \text{ W} \end{aligned}$$

$$Q_{\text{out1}} = Q_{\text{Infiltrasi}}$$

4.2.2 Perhitungan $Q_{\text{infiltrasi}}$ dan $Q_{\text{eksfiltrasi}}$ Ruang Bakar yang Didapat Dari Mass Flow Rate Melalui Konsep Natural Draft

(d) Mencari \dot{m}_2

$$\begin{aligned} T_{\text{atm target}} &= 298^0 \text{K} \\ T_{\text{oven}} &= 343^0 \text{K} \\ V_s &= 0,4 \text{ m/s} \\ V_w &= 2,5 \text{ m/s} \end{aligned}$$

$$\Delta H = 2,26 \frac{(\dot{m} \times c_p (T_s - T_a))^{0,5}}{V_w} - 0,029 \frac{V_s \times D}{V_w}$$
$$0,355 \text{ m} = 2,26 \frac{(\dot{m} \times 1005 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \text{K} (343 - 303) \text{K})^{0,5}}{2,5 \frac{\text{m}}{\text{s}}}$$

$$- 0,029 \frac{0,4 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 0,475 \text{ m}}{2,5 \frac{\text{m}}{\text{s}}}$$
$$0,355 \text{ m} = 0,904 \frac{\text{s}}{\text{m}} (\dot{m} \times 40200 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \text{K})^{0,5} - 0,00165 \text{ m}$$

$$0,356 \text{ m} = 0,904 \frac{\text{s}}{\text{m}} (\dot{m} \times 40200 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \text{K})^{0,5}$$
$$\left(\dot{m} \times 40200 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \text{K} \right)^{0,5} = 0,393$$

$$\dot{m} \times 40200 \frac{j}{kg} = \sqrt[0,5]{0,393 \frac{m^2}{s}}$$

$$\dot{m} \times 40200 \frac{j}{kg} = 0,313 \frac{m^4}{s}$$

$$\dot{m}_2 = 7,786 \times 10^{-6} \frac{kg}{s}$$

(a) Mencari $Q_{\text{infiltrasi2}}$

$$\begin{aligned} Q_{\text{infiltrasi2}} &= \dot{m}_1 \times cp \times (T_s - T_a) \\ &= 7,786 \times 10^{-6} \frac{kg}{s} \times 1005 \frac{j}{kg} \times (348 - 303)K \\ &= 0,352 \frac{j}{s} \\ &= -0,352 W \end{aligned}$$

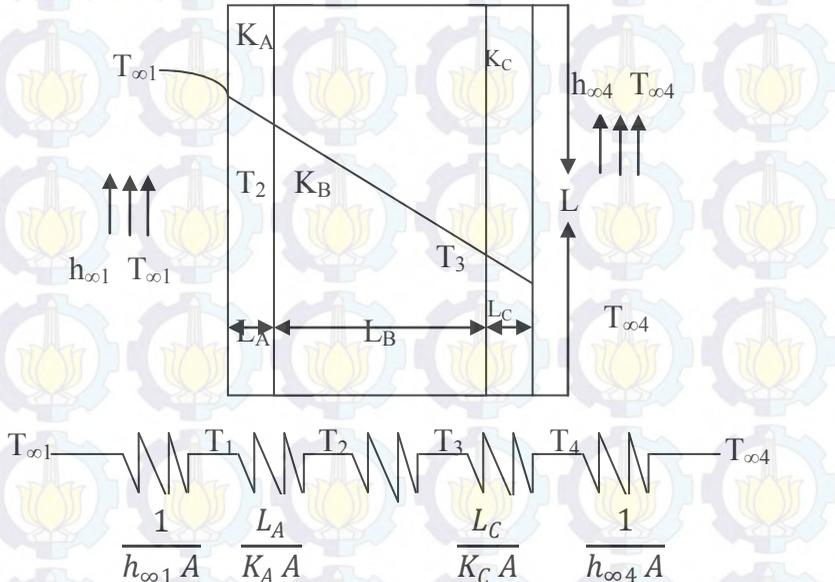
(e) Mencari $Q_{\text{eksfiltrasi2}}$

$$\begin{aligned} Q_{\text{out2}} &= \dot{m}_2 \times cp \times (T_s - T_a) \\ &= 7,786 \times 10^{-6} \frac{kg}{s} \times 1005 \frac{j}{kg} \times (348 - 303)K \\ &= 0,352 \frac{j}{s} \\ &= 0,352 W \end{aligned}$$

$$Q_{\text{out2}} = Q_{\text{Infiltrasi2}}$$

4.3 Perhitungan Koefisien Konveksi Pada Plat Dinding Ruang Oven

Material yang digunakan ialah plat stainless steel. Struktur yang dirancang yaitu *single jacket*, maksudnya yaitu struktur pelapisannya terdiri dari plat *full stainless*.



Gambar 4.1 Perpindahan Panas Pada Dinding Ruang Oven

- Perhitungan Koefisien Konveksi Pada Plat *Stainless* dinding depan, kanan, kiri lapisan dalam ruang oven.
 - Temperatur rata-rata antara temperatur dalam ruang oven dan temperatur *surface plate* bagian depan, kanan, kiri lapisan dalam ruang oven.

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2} = \frac{332 + 330}{2} = 331$$

- Properti-properti fluida

Dari $T_f = 331K$, maka dapat diketahui property fluida dari *Appendix A.4* dari buku *Fundamental Of Heat And Mass Transfer*, yaitu :

$$k = 2,859 \cdot 10^{-2} \text{ W/ m. K}$$

$$\text{Pr} = 0,702$$

$$\rho = 1,058 \text{ Kg/m}^3$$

$$\mu = 1,992 \times 10^{-5} \text{ N.s /m}^2$$

$$T_s > T_f, n = 0,4$$

$$\begin{aligned} Dh &= 4 \frac{Ac}{P} = 4 L \frac{S}{2(L+S)} \\ &= 4 \cdot 0,6 \frac{0,395}{2(0,6 + 0,395)} \\ &= 2,4 \cdot 0,198 \\ &= 0,47 \end{aligned}$$

- Panjang karakteristik

$$L = \text{Tinggi Plat Horizontal} = 0,73 \text{ m}$$

- *Mass Flow Rate*

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

$$= 1,054 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 0,3 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 0,237 \text{ m}^2$$

$$= 0,074 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

- Bilangan *Reynold*

$$Re_D = \frac{4 \times \dot{m}}{\pi \times Dh \times \mu}$$

$$= \frac{4 \times 0,074 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{\pi \times 0,47 \text{ m} \times 1,992 \times 10^{-5} \text{ N.s / m}^2}$$

$$= 10063,629$$

- Bilangan *Nusselt*
 Dengan hasil nilai dari $Re_D = 9957,696$, maka besarnya nilai tersebut merupakan *Turbulent*, dengan batas yang bersumber dari dari buku ***Fundamental Of Heat And Mass Transfer*** ialah $Re_D > 2.300$. Maka rumus Nuselt yang digunakan ialah :

$$\begin{aligned} N_{uD} &= 0,023 \times Re_D^{4/5} \times Pr^n \\ &= 0,023 \times 10063,629^{4/5} \times 0,702^{0,4} \\ &= 31,802 \end{aligned}$$

- Koefisien konveksi pada plat *Stainless Steel* dinding bagian depan, kanan, kiri lapisan dalam ruang oven

$$\begin{aligned} h_1 &= \frac{N_{uD} \cdot k}{L} \\ &= \frac{31,802 \cdot 2,859 \cdot 10^{-2} \text{ W/m.K}}{0,73 \text{ m}} \\ &= 1,245 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \end{aligned}$$

2. Perhitungan Koefisien Konveksi Pada Plat *stainless* dinding depan, kanan, kiri lapisan luar ruang oven.

- Temperatur rata-rata antara temperatur luar dan temperatur *surface plate* bagian depan, kanan, kiri lapisan luar ruang oven.

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2} = \frac{307 + 303}{2} = 305 \text{ K}$$

- Properti-properti fluida

Dari $T_f = 305 \text{ K}$, maka dapat diketahui property fluida dari *Appendix A.4* dari buku ***Fundamental Of Heat And Mass Transfer***, yaitu :

$$\begin{aligned} k &= 2,667 \times 10^{-2} \text{ W/m.} \\ Pr &= 0,706 \\ \mu &= 1,869 \times 10^{-5} \text{ N.s/m}^2 \end{aligned}$$

$$v = 1,639 \times 10^{-5} \frac{m^2}{s}$$

$$\alpha = 2,324 \times 10^{-5} \frac{m^2}{s}$$

$$\beta = \frac{1}{T_{\infty}} = \frac{1}{305} = 3,278 \times 10^{-3} K^{-1}$$

- Panjang karakteristik

$$L = \text{Tinggi Plat Horizontal} = 0,73 \text{ m}$$

- $$Ra_L = \frac{g\beta(T_s - T_{\infty})L^3}{v\alpha}$$

$$= \frac{9,81 \text{ m/s}^2 \times 3,278 \times 10^{-3} K^{-1} (307 - 303) \times (0,73 \text{ m})^3}{1,639 \times 10^{-5} \text{ m}^2/s \times 2,324 \times 10^{-5} \text{ m}^2/s}$$

$$= \frac{0,05 \text{ m}^4/s^2}{3,809 \times 10^{-10} \text{ m}^4/s^2}$$

$$= 1,312 \times 10^{-2} \times 10^{10}$$

$$= 1,312 \times 10^8$$

Karena $Ra_L < 10^9$, Maka :

$$\overline{Nu}_L = 0,68 + \frac{0,67 Ra_L^{\frac{1}{4}}}{\left[1 + (0,492 / Pr)^{\frac{9}{16}}\right]^{\frac{4}{9}}}$$

$$\overline{Nu}_L = 0,68 + \frac{0,67 \times (1,312 \times 10^8)^{\frac{1}{4}}}{\left[1 + (0,492 / 0,706)^{\frac{9}{16}}\right]^{\frac{4}{9}}}$$

$$= \left(0,68 + \frac{71,706}{1,303}\right)$$

$$= 55,711$$

- Koefisien konveksi pada plat *Stainless Steel* dinding bagian depan, kanan, kiri lapisan luar ruang oven

$$h_2 = \frac{N_{uD} \cdot k}{L} = \frac{55,711 \cdot 2,667 \cdot 10^{-2} \text{ W/m.K}}{0,73 \text{ m}} = 2,035 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

3. Perhitungan Koefisien Konveksi Pada Plat *stainless* dinding belakang lapisan dalam oven.

- Temperatur rata-rata antara temperature dalam ruang oven dan temperatur *surface plate* bagian dalam ruang oven.

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2} = \frac{332 + 330}{2} = 331 \text{ K}$$

- Properti-properti fluida

Dari $T_f = 331\text{K}$, maka dapat diketahui property fluida dari *Appendix A.4* dari buku ***Fundamental Of Heat And Mass Transfer***, yaitu :

$$k = 2,859 \cdot 10^{-2} \text{ W/m.K}$$

$$\text{Pr} = 0,702$$

$$\rho = 1,058 \text{ Kg/m}^3$$

$$\mu = 1,992 \times 10^{-5} \text{ N.s/m}^2$$

$$T_s > T_f, n = 0,4$$

$$\begin{aligned} \text{Dh} &= 4 \frac{Ac}{P} = 4 L \frac{(S-t)}{2(L+S-t)} \\ &= 4 \cdot 0,6 \frac{0,395}{2(0,6 + 0,395)} \\ &= 2,4 \cdot 0,198 \\ &= 0,47 \end{aligned}$$

- Panjang karakteristik

$$L = \text{Tinggi Plat Horizontal} = 0,73 \text{ m}$$

- *Mass Flow Rate*

$$\begin{aligned} \dot{m} &= \rho \times V \times A \\ &= 1,058 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 0,3 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 0,237 \text{ m}^2 \\ &= 0,075 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \end{aligned}$$

- Bilangan *Reynold*

$$\begin{aligned} Re_D &= \frac{4 \times \dot{m}}{\pi \times D \times \mu} \\ &= \frac{4 \times 0,075 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{\pi \times 0,47 \text{ m} \times 1,992 \times 10^{-5} \text{ N.s/m}^2} \\ &= 10199,624 \end{aligned}$$

- Bilangan *Nusselt*

Dengan hasil nilai dari $Re_D = 10199,624$, maka besarnya nilai tersebut merupakan *Turbulent*, dengan batas yang bersumber dari dari buku ***Fundamental Of Heat And Mass Transfer*** ialah $Re_D > 2.300$. Maka rumus Nuselt yang digunakan ialah :

$$\begin{aligned} N_{uD} &= 0,023 \times Re_D^{4/5} \times Pr^n \\ &= 0,023 \times 10199,624^{4/5} \times 0,702^{0,4} \\ &= 32,146 \end{aligned}$$

- Koefisien konveksi pada plat *Stainless Steel* dinding bagian depan, kanan, kiri lapisan dalam oven

$$\begin{aligned}
 h_1 &= \frac{N_{uD} \cdot k}{L} \\
 &= \frac{32,146 \cdot 2,859 \cdot 10^{-2} \text{ W/m.K}}{0,73 \text{ m}} \\
 &= 1,258 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}
 \end{aligned}$$

4. Perhitungan Koefisien Konveksi Pada Plat *stainless* dinding belakang lapisan luar ruang oven.

- Temperatur rata-rata antara temperatur luar dan temperatur *surface plate* bagian belakang lapisan luar ruang oven.

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2} = \frac{312 + 303}{2} = 307,5 \text{ K}$$

- Properti-properti fluida

Dari $T_f = 305 \text{ K}$, maka dapat diketahui property fluida dari *Appendix A.4* dari buku ***Fundamental Of Heat And Mass Transfer***, yaitu:

$$k = 2,685 \times 10^{-2} \text{ W/m.}$$

$$\text{Pr} = 0,705$$

$$\mu = 1,881 \times 10^{-5} \text{ N.s/m}^2$$

$$\nu = 1,664 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

$$\alpha = 2,361 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

$$\beta = \frac{1}{T_\infty} = \frac{1}{307,5} = 3,252 \times 10^{-3} \text{ K}^{-1}$$

- Panjang karakteristik

$$L = \text{Tinggi Plat Horizontal} = 0,73 \text{ m}$$

$$\begin{aligned}
 \bullet \quad Ra_L &= \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu\alpha} \\
 &= \frac{9,81 \text{ m/s}^2 \times 3,252 \times 10^{-3} \text{ K}^{-1} (312 - 303) \times (0,73 \text{ m})^3}{1,664 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s} \times 2,361 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{0,111 \text{ m}^4 / \text{s}^2}{3,928 \times 10^{-10} \text{ m}^4 / \text{s}^2} \\
 &= 2,825 \times 10^{-2} \times 10^{10} \\
 &= 2,825 \times 10^8
 \end{aligned}$$

Karena $R_{aL} \leq 10^9$, Maka :

$$\begin{aligned}
 \overline{Nu}_L &= 0,68 + \frac{0,67 Ra_L^{\frac{1}{4}}}{\left[1 + (0,492 / Pr)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{4}{9}}} \\
 \overline{Nu}_L &= 0,68 + \frac{0,67 \times (2,825 \times 10^8)^{\frac{1}{4}}}{\left[1 + (0,492 / 0,705)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{4}{9}}} \\
 &= \left(0,68 + \frac{86,861}{1,303} \right) \\
 &= 67,342
 \end{aligned}$$

- Koefisien konveksi pada plat *Stainless Steel* dinding bagian belakang lapisan luar ruang oven

$$\begin{aligned}
 h_2 &= \frac{Nu_D \cdot k}{L} \\
 &= \frac{67,342 \cdot 2,685 \cdot 10^{-2} \text{ W/m.K}}{0,73 \text{ m}} \\
 &= 2,476 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}
 \end{aligned}$$

5. Perhitungan Koefisien Konveksi Pada Plat *Stainless Steel* dinding bagian Atas lapisan dalam ruang oven.

- Temperatur rata-rata antara temperatur ruang oven dan temperatur *surface plate* bagian Atas lapisan dalam ruang oven.

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2} = \frac{332 + 330}{2} = 331 \text{ K}$$

- Properti-properti fluida
Dari $T_f = 331 \text{ K}$, maka dapat diketahui properti fluida dari *Appendix A.4* dari buku

Fundamental Of Heat And Mass Transfer,

yaitu :

$$k = 2,859 \cdot 10^{-2} \text{ W/ m. K}$$

$$\text{Pr} = 0,702$$

$$\rho = 1,058 \text{ Kg/m}^3$$

$$\mu = 1,992 \times 10^{-5} \text{ N.s/m}^2$$

$$T_s > T_f, n = 0,4$$

- $Dh = 4 \frac{Ac}{P} = 4 L \frac{(S-t)}{2(L+S-t)}$
 $= 4 \cdot 0,6 \frac{0,395}{2(0,6 + 0,395)}$
 $= 2,4 \cdot 0,198$
 $= 0,47$

- Panjang karakteristik
Khusus L karakteristik pada dinding horizontal ,
menggunakan rumus :

$$L = \frac{A}{P} = \frac{W}{2} = \frac{0,6m}{2} = 0,3m$$

- *Mass Flow Rate*

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

$$= 1,058 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 0,3 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 0,237 \text{ m}^2$$

$$= 0,075 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

- *Bilangan Reynold*

$$Re_D = \frac{4 \times \dot{m}}{\pi \times D \times \mu}$$

$$= \frac{4 \times 0,075 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{\pi \times 0,47 \text{ m} \times 1,992 \times 10^{-5} \text{ N.s/m}^2}$$

$$= 10199,624$$

- *Bilangan Nusselt*

Dengan hasil nilai dari $Re_D = 10199,624$, maka besarnya nilai tersebut merupakan *Turbulent*, dengan batas yang bersumber dari buku ***Fundamental Of Heat And Mass Transfer*** ialah $Re_D > 2.300$. Maka rumus Nuselt yang digunakan ialah :

$$Nu_D = 0,023 \times Re_D^{4/5} \times Pr^n$$

$$= 0,023 \times 10199,624^{4/5} \times 0,702^{0,4}$$

$$= 32,146$$

- Koefisien konveksi pada plat *Stainless Steel* dinding bagian atas lapisan dalam oven

$$h_1 = \frac{Nu_D \cdot k}{L}$$

$$= \frac{32,146 \cdot 28,594 \cdot 10^{-3} \text{ W/m.K}}{0,3 \text{ m}}$$

$$= 3,063 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

6. Perhitungan Koefisien Konveksi Pada Plat *Stainless Steel* dinding bagian Atas di Lapisan luar ruang oven.

- Temperatur rata-rata antara temperatur luar dan temperatur *surface plate* bagian atas lapisan luar ruang oven.

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2} = \frac{312 + 303}{2} = 307,5 \text{ K}$$

- Properti-properti fluida

Dari $T_f = 307,5 \text{ K}$, maka dapat diketahui property fluida dari *Appendix A.4* dari buku ***Fundamental Of Heat And Mass Transfer***, yaitu:

$$K = 2,685 \times 10^{-2} \text{ W/m}$$

$$\text{Pr} = 0,705$$

$$\mu = 1,881 \times 10^{-5} \text{ N.s/m}^2$$

$$v = 1,664 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

$$\alpha = 2,361 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

$$\beta = \frac{1}{T_\infty} = \frac{1}{307,5} = 3,252 \times 10^{-3} \text{ K}^{-1}$$

- Panjang karakteristik

Khusus L karakteristik pada dinding horizontal , menggunakan rumus :

$$L = \frac{A}{P} = \frac{W}{2} = \frac{0,6\text{m}}{2} = 0,3\text{m}$$

- $Ra_L = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu\alpha}$

$$= \frac{9,81 \text{ m/s}^2 \times 3,252 \times 10^{-3} \text{ K}^{-1} (312 - 303) \times (0,3 \text{ m})^3}{1,664 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s} \times 2,361 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}}$$

$$= \frac{0,007 \text{ m}^4 / \text{s}^2}{3,928 \times 10^{-10} \text{ m}^4 / \text{s}^2}$$

$$= 1,782 \times 10^{-3} \times 10^{10}$$

$$= 1,782 \times 10^7$$

Karena $Ra_L \leq 10^9$, Maka :

$$\overline{Nu}_L = 0,68 + \frac{0,67 Ra_L^{\frac{1}{4}}}{\left[1 + (0,492 / Pr)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{4}{9}}}$$

$$\overline{Nu}_L = 0,68 + \frac{0,67 \times (1,782 \times 10^7)^{\frac{1}{4}}}{\left[1 + (0,492 / 0,705)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{4}{9}}}$$

$$= \left(0,68 + \frac{43,531}{1,303} \right)$$

$$= 34,088$$

- Koefisien konveksi pada plat *Stainless Steel* dinding bagian atas lapisan luar ruang oven

$$h_2 = \frac{Nu_D \cdot k}{L}$$

$$= \frac{34,088 \cdot 2,685 \cdot 10^{-2} \text{ W / m.K}}{0,3 \text{ m}}$$

$$= 3,05 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K}$$

4.4 Perhitungan Koefisien Konveksi Pada Plat Dinding Ruang Bakar

Material yang digunakan ialah plat stainless steel. Struktur yang dirancang yaitu *single jacket*, maksudnya yaitu struktur pelapisannya terdiri dari plat *full stainless* .

1. Perhitungan Koefisien Konveksi Pada Plat *Stainless Steel* dinding bagian bawah di Lapisan dalam ruang bakar.

- Temperatur rata-rata antara temperatur ruang bakar dan temperatur *surface plate* bagian bawah (Q_{in}) lapisan dalam ruang bakar.

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2} = \frac{353 + 351}{2} = 352 \text{ K}$$

- Properti-properti fluida

Dari $T_f = 352 \text{ K}$

, maka dapat diketahui properti fluida dari *Appendix A.4* dari buku *Fundamental Of Heat And Mass*

Transfer, yaitu :

$$k = 3,015 \cdot 10^{-2} \text{ W/ m. K}$$

$$Pr = 0,699$$

$$\mu = 2,09 \times 10^{-5} \text{ N.s /m}^2$$

$$v = 2,113 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

$$\alpha = 3,023 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

$$\beta = \frac{1}{T_\infty} = \frac{1}{352} = 2,84 \times 10^{-3} \text{ K}^{-1}$$

- Panjang karakteristik

$$L = \frac{A}{P} = \frac{W}{2} = \frac{0,6\text{m}}{2} = 0,3\text{m}$$

- $$Ra_L = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu\alpha}$$

$$= \frac{9,81 \frac{m}{s^2} \times 2,84 \times 10^{-3} K^{-1} (355 - 351) \times (0,3 m)^3}{\frac{2,113 \times 10^{-5} m^2/s \times 3,023 \times 10^{-5} m^2/s}{0,0015 \frac{m^4}{s^2}}}$$

$$= \frac{6,387 \times 10^{-10} m^4/s^2}{6,387 \times 10^{-10} m^4/s^2}$$

$$= 2,348 \times 10^{-4} \times 10^{10}$$

$$= 2,348 \times 10^6$$

- Korelasi pada plat horizontal
 Nusselt Number rata – rata untuk konveksi bebas tergantung pada permukaan plat horizontal dengan permukaan dingin menghadap ke atas (*upper surface of cold plate*)

$$\overline{Nu_L} = 0,27 Ra_L^{1/4}, (10^5 \leq Ra_L \leq 10^{10})$$

$$= 0,27 \cdot (2,348 \times 10^6)^{1/4}$$

$$= 10,569$$

- Koefisien konveksi pada plat *Stainless Steel* dinding bagian kanan, depan, belakang lapisan dalam ruang bakar.

$$h_1 = \frac{\overline{Nu_L} \cdot k}{L}$$

$$= \frac{10,569 \cdot 3,015 \cdot 10^{-2} W/m \cdot K}{0,3 m}$$

$$= 1,062 W/m^2 \cdot K$$

2. Perhitungan Koefisien Konveksi Pada Plat *Stainless Steel* dinding bagian bawah di Lapisan luar ruang bakar.

- Temperatur rata-rata antara temperatur ruang bakar dan temperatur *surface plate* bagian bawah (Qin) lapisan luar ruang bakar.

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2} = \frac{312 + 303}{2} = 307,5 \text{ K}$$

- Properti-properti fluida

Dari $T_f = 305 \text{ K}$, maka dapat diketahui property fluida dari *Appendix A.4* dari buku *Fundamental Of Heat And Mass Transfer*, yaitu:

$$k = 2,685 \times 10^{-2} \text{ W/m.}$$

$$\text{Pr} = 0,705$$

$$\mu = 1,881 \times 10^{-5} \text{ N.s/m}^2$$

$$v = 1,664 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

$$\alpha = 2,361 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

$$\beta = \frac{1}{T_\infty} = \frac{1}{307,5} = 3,252 \times 10^{-3} \text{ K}^{-1}$$

- Panjang karakteristik

$$L = \frac{A}{P} = \frac{W}{2} = \frac{0,6\text{m}}{2} = 0,3\text{m}$$

- $$Ra_L = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu\alpha}$$

$$= \frac{9,81 \text{ m/s}^2 \times 3,252 \times 10^{-3} \text{ K}^{-1} (312 - 303) \times (0,3 \text{ m})^3}{1,664 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s} \times 2,361 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}}$$

$$= \frac{0,007 \text{ m}^4/\text{s}^2}{3,928 \times 10^{-10} \text{ m}^4/\text{s}^2}$$

$$= 1,728 \times 10^{-3} \times 10^{10}$$

$$= 1,728 \times 10^7$$

- Korelasi pada plat horizontal
Nusselt Number rata – rata untuk konveksi bebas tergantung pada permukaan plat horizontal dengan permukaan dingin menghadap ke bawah (*lower surface of cold plate*)

$$\begin{aligned}\overline{Nu_L} &= 0,54 Ra_L^{\frac{1}{4}}, (10^4 \leq Ra_L \leq 10^{10}) \\ &= 0,54 \cdot (1,728 \times 10^7)^{1/4} \\ &= 34,816\end{aligned}$$

- Koefisien konveksi pada plat *Stainless Steel* dinding bagian kanan, depan, belakang lapisan luar ruang bakar.

$$\begin{aligned}h_2 &= \frac{\overline{Nu_L} \cdot k}{L} \\ &= \frac{34,816 \cdot 2,685 \cdot 10^{-2} \text{ W/m.K}}{0,3 \text{ m}} \\ &= 3,116 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}\end{aligned}$$

3. Perhitungan Koefisien Konveksi Pada Plat *Stainless Steel* dinding bagian depan, belakang, kanan, kiri di Lapisan dalam ruang bakar.

- Temperatur rata-rata antara temperatur ruang bakar dan temperatur *surface plate* bagian depan, belakang, kanan, kiri (Qin) lapisan dalam ruang bakar.

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2} = \frac{353 + 351}{2} = 352 \text{ K}$$

- Properti-properti fluida

Dari $T_f = 352 \text{ K}$

, maka dapat diketahui properti fluida dari *Appendix A.4* dari buku ***Fundamental Of Heat And Mass Transfer***, yaitu :

$$k = 3,015 \cdot 10^{-2} \text{ W/ m. K}$$

$$\text{Pr} = 0,699$$

$$\mu = 2,09 \times 10^{-5} \text{ N.s /m}^2$$

$$\nu = 2,113 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

$$\alpha = 3,023 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

$$\beta = \frac{1}{T_\infty} = \frac{1}{352} = 2,84 \times 10^{-3} \text{ K}^{-1}$$

- Panjang karakteristik

$$L = \text{Tinggi Plat Horizontal} = 0,03 \text{ m}$$

- $$\begin{aligned} Ra_L &= \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu\alpha} \\ &= \frac{9,81 \text{ m/s}^2 \times 2,84 \times 10^{-3} \text{ K}^{-1} (353 - 351) \times (0,03 \text{ m})^3}{2,113 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s} \times 3,023 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}} \\ &= \frac{1,504 \times 10^{-6} \text{ m}^4/\text{s}^2}{6,387 \times 10^{-10} \text{ m}^4/\text{s}^2} \\ &= 2,354 \times 10^{-7} \times 10^{10} \\ &= 2,354 \times 10^3 \end{aligned}$$

- Karena : $Ra_L < 10^9$, Maka :

$$\overline{Nu}_L = 0,68 + \frac{0,67 Ra_L^{\frac{1}{4}}}{\left[1 + (0,492 / Pr)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{4}{9}}}$$

$$\overline{Nu}_L = 0,68 + \frac{0,67 x (2,354 x 10^3)^{\frac{1}{4}}}{\left[1 + (0,492 / 0,699)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{4}{9}}}$$

$$= \left(0,68 + \frac{4,666}{1,304} \right)$$

$$= 4,258$$

- Koefisien konveksi pada plat *Stainless Steel* dinding bagian depan, belakang, kanan, kiri lapisan dalam ruang bakar

$$h_1 = \frac{\overline{Nu}_L \cdot k}{L}$$

$$= \frac{4,258 \cdot 3,015 \cdot 10^{-2} \text{ W/m.K}}{0,03 \text{ m}}$$

$$= 4,279 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

- Perhitungan Koefisien Konveksi Pada Plat *stainless* dinding depan, belakang, kanan, kiri lapisan luar ruang bakar.

- Temperatur rata-rata antara temperatur ruang bakar dan temperatur *surface plate* bagian, belakang, kanan, kiri lapisan luar ruang bakar.

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2} = \frac{307 + 303}{2} = 305 \text{ K}$$

- Properti-properti fluida

Dari $T_f = 300\text{ K}$, maka dapat diketahui property fluida dari *Appendix A.4* dari buku *Fundamental Of Heat And Mass Transfer*, yaitu:

$$K = 2,667 \times 10^{-2} \text{ W/m}$$

$$\text{Pr} = 0,706$$

$$\mu = 1,869 \times 10^{-5} \text{ N.s/m}^2$$

$$\nu = 1,639 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

$$\alpha = 2,324 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

$$\beta = \frac{1}{T_\infty} = \frac{1}{305} = 3,278 \times 10^{-3} \text{ K}^{-1}$$

- Panjang karakteristik

$$L = \text{Tinggi Plat Horizontal} = 0,03 \text{ m}$$

- $Ra_L = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu\alpha}$

$$= \frac{9,81 \text{ m/s}^2 \times 3,278 \times 10^{-3} \text{ K}^{-1} (307 - 303) \times (0,03 \text{ m})^3}{\frac{1,639 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s} \times 2,324 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}}{3,469 \times 10^{-6}}}$$

$$= \frac{3,575 \times 10^{-10} \text{ m}^4/\text{s}^2}{3,469 \times 10^{-6}}$$

$$= 9,703 \times 10^{-7} \times 10^{10}$$

$$= 9,703 \times 10^3$$

- Karena $Ra_L < 10^9$, Maka :

$$\overline{Nu}_L = 0,68 + \frac{0,67 Ra_L^{\frac{1}{4}}}{\left[1 + (0,492 / Pr)^{\frac{9}{16}}\right]^{\frac{4}{9}}}$$

$$\overline{Nu}_L = 0,68 + \frac{0,67 \times (9,703 \times 10^3)^{\frac{1}{4}}}{\left[1 + (0,492 / 0,706)^{\frac{9}{16}}\right]^{\frac{4}{9}}}$$

$$= \left(0,68 + \frac{6,649}{1,303}\right)$$

$$= 5,782$$

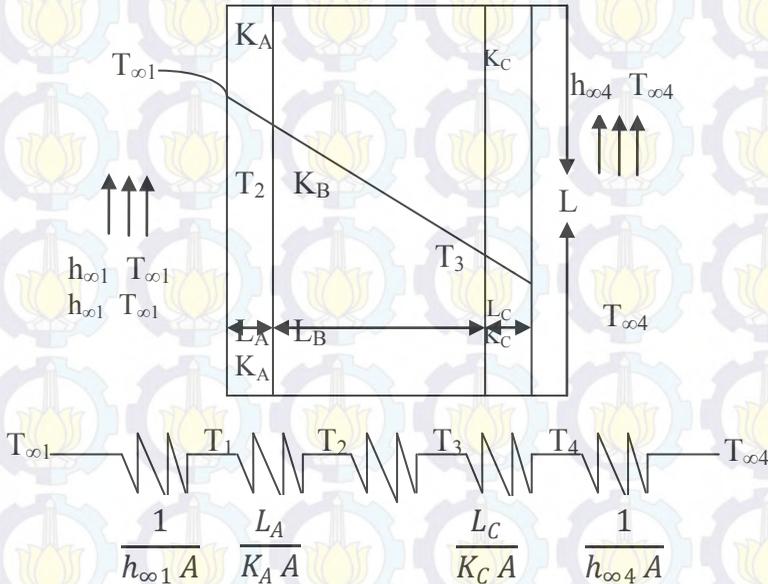
- Koefisien konveksi pada plat *Stainless Steel* dinding bagian kanan, depan, belakang, kanan, kiri lapisan luar ruang bakar

$$h_2 = \frac{\overline{Nu}_L \cdot k}{L}$$

$$= \frac{5,782 \cdot 2,667 \cdot 10^{-2} \text{ W/m.K}}{0,03 \text{ m}}$$

$$= 5,14 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

4.5 Perhitungan Kerugian Panas (Q_{loss}) Pada Dinding Ruang Oven



Gambar 4.2 Perpindahan Panas Pada Dinding Ruang Oven

1. Dinding bagian Depan

$$\begin{aligned}
 R_{\text{tot}}'' &= \frac{1}{h_2} + \frac{L_1}{k_1} + \frac{L_1}{k_1} + \frac{1}{h_1} \\
 &= \frac{1 \text{ m}^2 \cdot \text{K}}{2,035 \text{ W}} + \frac{0,001 \text{ m} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}}{16,2 \text{ W}} + \frac{0,001 \text{ m} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}}{16,2 \text{ W}} + \frac{1 \text{ m}^2 \cdot \text{K}}{1,245 \text{ W}} \\
 &= 1,294 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}} \\
 Q''_{\text{loss}1} &= \frac{(T_{\infty 1} - T_{\infty 2})}{R_{\text{tot}}''}
 \end{aligned}$$

$$= \frac{(57 - 30)^{\circ}CW}{1,294m^2 \circ K} = 20,865 \frac{W}{m^2}$$

Karena : $Q''_{loss} = \frac{Q_{loss1}}{A_1}$

Sehingga : $Q_{loss1} = Q''_{loss} \times A_1$
 $= 20,865 \frac{W}{m^2} \times 0,438m^2$
 $= 9,138W$

❖ Bagian kaca jendela ($Q_{loss} \text{ glass}$)

$$= \frac{1m^2 \circ K}{1,029W} + \frac{0,005m \cdot m \circ K}{0,07W} + \frac{1m^2 \circ K}{1,143W}$$

$$= 1,918 \frac{m^2 \circ K}{W}$$

$$Q''_{loss} = \frac{(T_{\infty 1} - T_{\infty 2})}{R''_{tot}}$$

$$= \frac{(57 - 30)^{\circ}CW}{1,918 m^2 \circ K} = 14,077 \frac{W}{m^2}$$

Karena : $Q''_{loss} = \frac{Q_{loss}}{A_{glass}}$

Sehingga : $Q_{loss} \text{ glass} = Q''_{loss} \times A_{glass}$
 $= 14,077 \frac{W}{m^2} \times 0,04m^2$
 $= 0,563W$

Maka untuk Q_{loss} bagian depan menjadi:

$$Q_{loss1} = Q_{loss} + Q_{loss}(\text{glass})$$

$$= 9,138 + 0,563 = 9,701 W$$

2. Dinding bagian Kanan ($Q_{\text{loss}2}$)

$$\begin{aligned} R_{\text{tot}}'' &= \frac{1}{h_2} + \frac{L_1}{k_1} + \frac{L_1}{k_1} + \frac{1}{h_1} \\ &= \frac{1\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{K}}{2,035\text{W}} + \frac{0,001\text{m} \cdot \text{m}^\circ\text{K}}{16,2\text{W}} + \frac{0,001\text{m} \cdot \text{m}^\circ\text{K}}{16,2\text{W}} \\ &\quad + \frac{1\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{K}}{1,245\text{W}} \\ &= 1,294 \frac{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{K}}{\text{W}} \\ Q_{\text{loss}}'' &= \frac{(T_{\infty 1} - T_{\infty 2})}{R_{\text{tot}}''} \\ &= \frac{(57 - 30)^\circ\text{C} \cdot \text{W}}{1,294\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{K}} = 20,865 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \end{aligned}$$

Karena, $Q_{\text{loss}}'' = \frac{Q_{\text{loss}2}}{A_2}$

Sehingga : $Q_{\text{loss}2} = Q_{\text{loss}}'' \times A_2$

$$\begin{aligned} &= 20,865 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \times 0,288\text{m}^2 \\ &= 6,009\text{W} \end{aligned}$$

3. Dinding bagian Kiri ($Q_{\text{loss}3}$)

Karena lapisan dan luasan dinding sama

$$Q_{\text{loss}3} = Q_{\text{loss}2}$$

4. Dinding bagian belakang ($Q_{\text{loss}4}$)

$$\begin{aligned} R_{\text{tot}}'' &= \frac{1}{h_2} + \frac{L_1}{k_1} + \frac{1}{h_1} \\ &= \frac{1\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{K}}{2,476\text{W}} + \frac{0,001\text{m} \cdot \text{m}^\circ\text{K}}{16,2\text{W}} + \frac{1\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{K}}{1,258\text{W}} = 1,198 \frac{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{K}}{\text{W}} \end{aligned}$$

$$Q''_{loss} = \frac{(T_{\infty 1} - T_{\infty 2})}{R''_{tot}}$$

$$= \frac{(57 - 30)^{\circ}CW}{1,198m^2 \cdot K} = 22,537 \frac{W}{m^2}$$

Karena : $Q''_{loss} = \frac{Q_{loss4}}{A_4}$

Sehingga : $Q_{loss4} = Q''_{loss} \times A_4$

$$= 22,537 \frac{W}{m^2} \times 0,438m^2$$

$$= 9,871W$$

5. Dinding bagian Atas (Q_{loss5})

$$R''_{tot} = \frac{1}{h_2} + \frac{L_1}{k_1} + \frac{L_1}{k_1} + \frac{1}{h_1}$$

$$= \frac{1m^2 \cdot K}{3,05W} + \frac{0,001m \cdot m^{\circ}K}{16,2W} + \frac{0,001m \cdot m^{\circ}K}{16,2W} + \frac{1m^2 \cdot K}{3,063W}$$

$$= 0,654 \frac{m^2 \cdot K}{W}$$

$$Q''_{loss} = \frac{(T_{\infty 1} - T_{\infty 2})}{R''_{tot}}$$

$$= \frac{(57 - 30)^{\circ}CW}{0,654m^2 \cdot K} = 41,284 \frac{W}{m^2}$$

Karena : $Q''_{loss} = \frac{Q_{loss5}}{A_5}$

Sehingga : $Q_{loss5} = Q''_{loss} \times A_5$

$$= 41,284 \frac{W}{m^2} \times 0,438m^2$$

$$= 18,082W$$

4.6 Perhitungan Kerugian Panas (Q_{loss}) Pada Dinding Ruang Bakar

1. Dinding bagian Bawah

$$\begin{aligned} R_{\text{tot}}'' &= \frac{1}{h_2} + \frac{L_1}{k_1} + \frac{1}{h_1} \\ &= \frac{1 \text{ m}^2 \cdot \text{K}}{3,116 \text{ W}} + \frac{0,001 \text{ m} \cdot \text{m}^{\circ} \text{K}}{16,2 \text{ W}} + \frac{1 \text{ m}^2 \cdot \text{K}}{1,062 \text{ W}} \\ &= 1,262 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q''_{\text{loss}} &= \frac{(T_{\infty 1} - T_{\infty 2})}{R_{\text{tot}}''} \\ &= \frac{(78 - 30)^{\circ} \text{C W}}{1,262 \text{ m}^2 \cdot \text{K}} = 38,034 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \end{aligned}$$

$$\text{Karena : } Q''_{\text{loss}} = \frac{Q_{\text{loss}1}}{A_1}$$

$$\begin{aligned} \text{Sehingga : } Q_{\text{loss}1} &= Q''_{\text{loss}} \times A_1 \\ &= 38,034 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \times 0,237 \text{ m}^2 \\ &= 9,014 \text{ W} \end{aligned}$$

2. Dinding bagian Depan

$$\begin{aligned} R_{\text{tot}}'' &= \frac{1}{h_2} + \frac{L_1}{k_1} + \frac{1}{h_1} \\ &= \frac{1 \text{ m}^2 \cdot \text{K}}{5,14 \text{ W}} + \frac{0,001 \text{ m} \cdot \text{m}^{\circ} \text{K}}{16,2 \text{ W}} + \frac{1 \text{ m}^2 \cdot \text{K}}{4,279 \text{ W}} \\ &= 0,428 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}} \end{aligned}$$

$$Q''_{loss3} = \frac{(T_{\infty1} - T_{\infty2})}{R_{tot}''}$$

$$= \frac{(78 - 30)^{\circ}CW}{0,428m^2 \cdot K} = 112,149 \frac{W}{m^2}$$

Karena : $Q''_{loss} = \frac{Q_{loss2}}{A_1}$

Sehingga : $Q_{loss2} = Q''_{loss} \times A_2$

$$= 112,149 \frac{W}{m^2} \times 0,018m^2$$

$$= 2,018W$$

3. Dinding bagian Belakang

Karena lapisan dan luasan dinding sama, maka :

$$Q_{loss3} = Q_{loss2}$$

4. Dinding bagian Kanan

$$R_{tot}'' = \frac{1}{h_2} + \frac{L_1}{k_1} + \frac{1}{h_1}$$

$$= \frac{1m^2 \cdot K}{5,14W} + \frac{0,001m \cdot m \cdot K}{16,2W} + \frac{1m^2 \cdot K}{4,279W}$$

$$= 0,428 \frac{m^2 \cdot K}{W}$$

$$Q''_{loss} = \frac{(T_{\infty1} - T_{\infty2})}{R_{tot}''}$$

$$= \frac{(78 - 30)^{\circ}CW}{0,428m^2 \cdot K}$$

$$= 112,149 \frac{W}{m^2}$$

Karena : $Q''_{loss} = \frac{Q_{loss4}}{A_4}$

$$\begin{aligned} \text{Sehingga : } Q_{\text{loss4}} &= Q''_{\text{loss}} \times A_4 \\ &= 112,149 \frac{W}{m^2} \times 0,011 m^2 \\ &= 1,233 W \end{aligned}$$

5. Dinding bagian Kiri

Karena lapisan dan luasan dinding sama, maka :

$$Q_{\text{loss5}} = Q_{\text{loss4}}$$

Jadi $Q_{\text{lossdinding}}$ total pada posisi 100% bukaan cerobong, yaitu:

$$\begin{aligned} Q_{\text{loss dinding ruang oven}} &= Q_{\text{loss1}} + Q_{\text{loss2}} + Q_{\text{loss3}} + Q_{\text{loss4}} + \\ &Q_{\text{loss5}} \\ &= (9,701 + 6,009 + 6,009 + 9,871 + 18,082) W \\ &= 49,672 W \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q_{\text{loss dinding ruang bakar}} &= Q_{\text{loss1}} + Q_{\text{loss2}} + Q_{\text{loss3}} + Q_{\text{loss4}} + \\ &Q_{\text{loss5}} \\ &= (9,014 + 2,018 + 2,018 + 1,233 + 1,233) W \\ &= 15,516 W \end{aligned}$$

$Q_{\text{loss dinding total}} = Q_{\text{loss dinding ruang oven}} + Q_{\text{loss dinding ruang bakar}}$

$$Q_{\text{loss dinding total}} = 49,672 W + 15,516 W = 65,188 W$$

4.7 Perhitungan Q_{evap} pada tungku yang menggunakan bahan bakar LPG

- Perhitungan Q_{evap}

$$\begin{aligned} Q_{\text{evap}} &= \text{massa uap air} \times h_{fg} = 0,527 \text{ kg} \times 2382,7 \frac{KJ}{Kg} = \\ 1255,682 \text{ KJ} &= \frac{1255,682 \text{ J}}{43200 \text{ S}} = 0,029 \text{ W} \end{aligned}$$

4.8 Perhitungan Q_{in} pada tungku yang menggunakan bahan bakar LPG

- Perhitungan Q_{in}

$$Q_{in} + Q_{infiltrasi} = Q_{evap} + Q_{eksfiltrasi} + Q_{lossDinding}$$

$$Q_{in} = (Q_{evap} + Q_{eksfiltrasi\ ro+rb} + Q_{lossDindingtotal}) - Q_{infiltrasi\ ro+rb}$$

$$Q_{in} = (0,029 + 0,64 + 65,188) - (-0,64) \text{ W}$$

$$Q_{in} = 66,497 \text{ W}$$

4.9 Perhitungan \dot{m}_{bb} pada tungku yang menggunakan bahan bakar LPG

- Perhitungan \dot{m}_{bb}

Nilai kalor bahan bakar LPG didapat :

$$LHV = 46110 \frac{KJ}{Kg}$$

$$Q_{in} = \dot{m}_{bb} \times LHV$$

$$\dot{m}_{bb} = \frac{Q_{in}}{LHV}$$

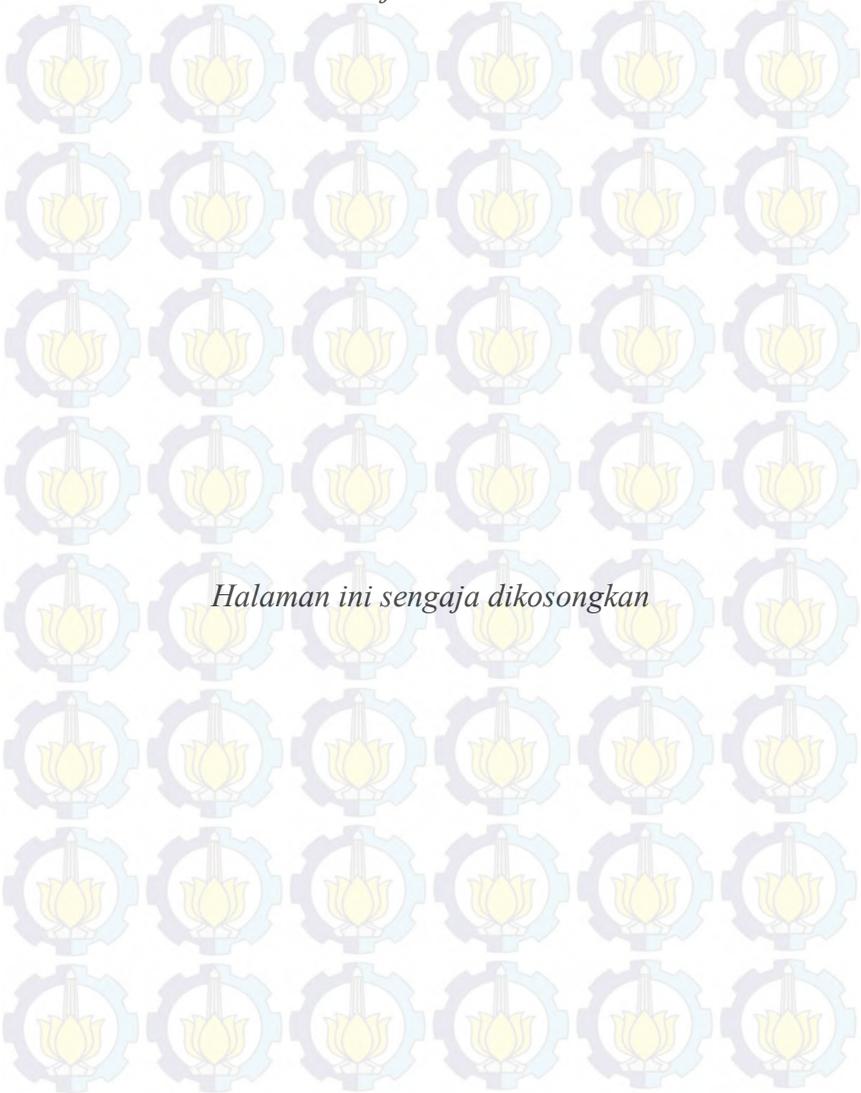
$$= \frac{66,497W}{46110 \frac{KJ}{Kg}}$$

$$= \frac{66,497 \frac{J}{S}}{46110000 \frac{J}{Kg}}$$

$$= \frac{66,497 \frac{J}{S} \times 1}{46110000 \frac{J}{Kg}}$$

$$= 1,442 \times 10^{-6} \frac{Kg}{S}$$

$$= 5,191 \times 10^{-3} \frac{Kg}{jam}$$



Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB V PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Dari hasil perhitungan ulang alat pengering kulit sapi menggunakan tungku berbahan bakar LPG dapat diambil kesimpulan, sebagai berikut:

1. Didapatkan dimensi ruang oven pengering kulit sapi dengan panjang 600 mm x lebar 395 mm x tinggi 730 mm, ruang tungku oven panjang 605 mm x lebar 405 mm x tinggi 180 mm dan dimensi tungku panjang 400 mm x lebar 200 mm x tinggi 130 mm, tinggi kaki tungku 65 mm.
2. Didapatkan luas rak penampung dengan panjang 460 mm x lebar 340 mm = 156.400 mm. Luas bahan dengan panjang 70 mm x lebar 10 mm = 70 mm. Didapatkan Luas rak penampung/ luas bahan = 223,428 = 223 biji. Berat bahan = 0,0027 kg. Jadi Daya Tampung Oven = 223 biji x 0,0027 kg = 0,602 kg x 5 (jumlah rak) = 3 kg
3. Prediksi waktu pengeringan kulit sapi menggunakan oven \pm 12 jam.
4. *Didapatkan massa bahan bakar lpg = $5,191 \times 10^{-3}$*
$$\frac{\text{Kg}}{\text{jam}}$$

5.2 Saran

Dari hasil percobaan proses pengeringan dengan alat ini masih banyak kekurangan yaitu dari tidak adanya isolator sehingga panas dalam ruang oven tidak terisolasi dengan sempurna serta ventilasi yang kecil berupa valve untuk masuknya udara pada ruang oven. Oleh karena itu dimensi perlu dibuat lebih besar agar bisa menampung bahan lebih banyak, serta perlu penambahan isolator pada struktur lapisan dinding ruang oven, seperti glasswool agar dapat menghantarkan panas dengan baik. Tidak lupa juga dibutuhkan penyempurnaan ide dan pengembangan ide dengan memperhatikan bahan konstruksi alat pengering yang seharusnya digunakan pada alat pengering yang sesuai standar bahan uji serta tidak lupa alur proses perpindahan panas yang benar berdasarkan referensi yang ada. Hal ini sangat dapat menunjang produktivitas *home industry* kerupuk rambak kulit sapi menjadi lebih mudah dan efisien.

DAFTAR PUSTAKA

1. P. Incropera, Frank. 2007. *Fundamentals Of Heat And Mass Transfer Fifth Edition*. Indiana: John Wiley & Sons, inc.
2. Cengel, A. Yunus., dan Turner, Robert H. 2003. **Heat Transfer A practical Approach**. McGraw-Hill Companies, Inc.
3. Pritchard, Philip J. 2011. **Fox and McDonald's Introduction to Fluid Mechanics 8th Edition**. John Wiley & sons, inc.
4. Moran M.J dan Shapiro H.N. 1996. *Fundamental of Engineering Thermodynamics*. Third Edition. John Willey and Sons inc, New York.
5. Sri Widati Aris, Mustakim dan Indiana Sri. 2007.
PENGARUH LAMA PENGAPURAN TERHADAP
KADAR AIR, KADAR PROTEIN, KADAR KALSIMUM,
DAYA KEMBANG DAN MUTU ORGANOLEPTIK
KERUMPUK RAMBAK KULIT
SAPI,<http://jitek.ub.ac.id/index.php/jitek/article/download/110/107>

Lampiran 1

Tabel Konversi Satuan

<i>Parameter</i>	<i>English Unit</i>	<i>Metric Unit</i>
Area	1 in ²	6.452 cm ²
	1 ft ²	0.0929 m ²
Density	1 slug/ft ³	515 kg/m ³
Energy	1 ft · lb	1.356 J
Flow-rate	1 ft ³ /s	0.0284 m ³ /s
	1 gpm	0.06309 Lps
Force	1 lb	4.448 N
Length	1 ft	0.3048 m
	1 in	2.540 cm
Mass	1 slug	14.59 kg
Power	1 ft · lb/s	1.356 W
	1 hp	745.7 W
Pressure	1 Btu/min	0.0176 kW
	1 psi	6895 Pa
	1 psi	0.06895 bars
	1 standard atmosphere (14.7 psia)	101.3 kPa abs
Specific weight	1 lb/ft ³	157 N/m ³
Velocity	1 ft/s	0.3048 m/s
Viscosity (absolute)	1 lb · s/ft ²	47.88 Pa · s
<i>Parameter</i>	<i>English Unit</i>	<i>Metric Unit</i>
Viscosity (kinematic)	1 ft ² /s	0.0929 m ² /s
Volume	1 in ³	16.39 cm ³
	1 gal	3.785 L
<i>Parameter</i>	<i>First English Unit</i>	<i>Second English Unit</i>
Energy	1 Btu	778 ft · lb
Flow-rate	1 ft ³ /s	449 gpm
Power	1 hp	550 ft · lb/s
	1 hp	42.4 Btu/min
Velocity (angular)	1 rpm	0.1047 rad/s
Volume	1 gal	231 in ³
	1 gal	0.135 ft ³

<i>Parameter</i>	<i>First Metric Unit</i>	<i>Second Metric Unit</i>
Force	1 N	10^5 dyn
Pressure	1 bar	10^5 Pa
Velocity (ang.)	1 rpm	0.1047 rad/s
Viscosity (abs.)	$1 \text{ N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$	10 poise
Viscosity (kin.)	1 poise	$1 \text{ dyn} \cdot \text{s}/\text{cm}^2$
	$1 \text{ m}^2/\text{s}$	10,000 stokes
Volume	1 stoke	$1 \text{ cm}^2/\text{s}$
	1 m^3	1000 L
	1 cm^3	0.001 L

Temperature Conversions

$$T(^{\circ}\text{F}) = 1.8 T(^{\circ}\text{C}) + 32 \qquad T(^{\circ}\text{C}) = \frac{T(^{\circ}\text{F}) - 32}{1.8}$$

$$T(^{\circ}\text{R}) = 1.8 T(\text{K}) \qquad T(\text{K}) = \frac{T(^{\circ}\text{R})}{1.8}$$

$$T(^{\circ}\text{R}) = T(^{\circ}\text{F}) + 460 \qquad T(\text{K}) = T(^{\circ}\text{C}) + 273$$

Lampiran 2

TABLE A.1 Thermophysical Properties of Selected Metallic Solids^a

Composition	Melting Point (K)	Properties at Various Temperatures (K)													
		Properties at 300 K				k (W/m·K)/ c_p (J/kg·K)									
		ρ (kg/m ³)	c_p (J/kg·K)	k (W/m·K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	100	200	400	600	800	1000	1200	1500	2000	2500
Aluminum															
Pure	933	2702	903	237	97.1	302	237	240	231	218					
						482	798	949	1033	1146					
Alloy 2024-T6 (4.5% Cu, 1.5% Mg, 0.6% Mn)	775	2770	875	177	73.0	65	163	186	186						
Alloy 195, Cast (4.5% Cu)		2790	883	168	68.2			174	185						
Beryllium	1550	1850	1825	200	59.2	990	301	161	126	106	90.8	78.7			
						203	1114	2191	2604	2823	3018	3227	3519		
Bismuth	545	9780	122	7.86	6.59	16.5	9.69	7.04							
						112	120	127							
Boron	2573	2500	1107	27.0	9.76	190	55.5	16.8	10.6	9.60	9.85				
						128	600	1463	1892	2160	2338				
Cadmium	594	8650	231	96.8	48.4	203	99.3	94.7							
						198	222	242							
Chromium	2118	7160	449	93.7	29.1	159	111	90.9	80.7	71.3	65.4	61.9	57.2	49.4	
						192	384	484	542	581	616	682	779	937	
Cobalt	1769	8862	421	99.2	26.6	167	122	85.4	67.4	58.2	52.1	49.3	42.5		
						236	379	450	503	550	628	733	674		
Copper															
Pure	1358	8933	385	401	117	482	413	393	379	366	352	339			
						252	356	397	417	433	451	480			
Commercial bronze (90% Cu, 10% Al)	1293	8800	420	52	14		42	52	59						
							785	460	545						
Phosphor gear bronze (89% Cu, 11% Sn)	1104	8780	355	54	17		41	65	74						
							—	—	—						
Cartridge brass (70% Cu, 30% Zn)	1188	8530	380	110	33.9	75	95	137	149						
							360	395	425						
Constantan (55% Cu, 45% Ni)	1493	8920	384	23	6.71	17	19								
							237	362							
Germanium	1211	5360	322	59.9	34.7	232	96.8	43.2	27.3	19.8	17.4	17.4			
						190	290	337	348	357	375	395			

Lampiran 3

Appendix A ■ Thermophysical Properties of Matter

TABLE A.3 Continued

Insulating Materials and Systems

Description/Composition	Typical Properties at 300 K		
	Density, ρ (kg/m ³)	Thermal Conductivity, k (W/m·K)	Specific Heat, c_p (J/kg·K)
Blanket and Batt			
Glass fiber, paper faced	16	0.046	—
	28	0.038	—
	40	0.035	—
Glass fiber, coated; duct liner	32	0.038	835
Board and Slab			
Cellular glass	145	0.058	1000
Glass fiber, organic bonded	105	0.036	795
Polystyrene, expanded			
Extruded (R-12)	55	0.027	1210
Molded beads	16	0.040	1210
Mineral fiberboard; roofing material	265	0.049	—
Wood, shredded/fermented	350	0.087	1590
Cork	120	0.039	1800
Loose Fill			
Cork, granulated	160	0.045	—
Diatomaceous silica, coarse	350	0.069	—
Powder	400	0.091	—
Diatomaceous silica, fine powder	200	0.052	—
	275	0.061	—
Glass fiber, poured or blown	16	0.045	835
Vermiculite, flakes	80	0.068	835
	160	0.063	1000
Formed/Foamed-in-Place			
Mineral wool granules with asbestos/inorganic binders, sprayed	190	0.046	—
Polyvinyl acetate cork mastic; sprayed or troweled	—	0.100	—
Urethane, two-part mixture; rigid foam	70	0.026	1045
Reflective			
Aluminum foil separating fluffy glass mats; 10–12 layers; evacuated; for cryogenic applications (150 K)	40	0.00016	—
Aluminum foil and glass paper laminate; 75–150 layers; evacuated; for cryogenic application (150 K)	120	0.000017	—
Typical silica powder, evacuated	160	0.0017	—

Lampiran 4

TABLE A.4 Thermophysical Properties of Gases at Atmospheric Pressure^a

T (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg·K)	$\mu \cdot 10^7$ (Ns/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$\lambda \cdot 10^6$ (W/m·K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	β
Air, $M = 28.97$ kg/kmol							
100	1.2552	1.032	71.1	2.00	9.34	2.54	0.716
150	1.2364	1.012	103.4	4.426	13.8	5.84	0.738
200	1.2458	1.007	132.5	7.390	18.1	10.3	0.757
250	1.2847	1.006	159.6	11.44	22.3	15.9	0.770
300	1.1614	1.007	184.6	15.89	26.3	22.5	0.787
350	0.9950	1.009	208.2	20.92	30.0	29.9	0.799
400	0.8711	1.014	230.1	26.41	33.8	38.3	0.809
450	0.7740	1.021	250.7	32.39	37.3	47.2	0.816
500	0.6964	1.030	270.1	38.79	40.7	56.7	0.824
550	0.6329	1.040	288.4	45.57	43.9	66.7	0.833
600	0.5804	1.051	305.1	52.69	46.9	76.9	0.843
650	0.5356	1.063	322.3	60.21	49.7	87.3	0.849
700	0.4975	1.075	338.1	68.10	52.4	98.0	0.855
750	0.4643	1.087	354.6	76.37	54.9	109	0.862
800	0.4354	1.099	369.1	84.93	57.3	120	0.869
850	0.4097	1.110	384.3	93.80	59.6	131	0.876
900	0.3868	1.121	398.1	102.9	62.0	143	0.880
950	0.3666	1.131	411.3	112.3	64.3	155	0.885
1000	0.3482	1.141	424.4	121.9	66.7	168	0.890
1100	0.3166	1.159	449.0	141.8	71.3	195	0.908
1200	0.2902	1.175	473.0	162.9	76.3	228	0.928
1300	0.2679	1.189	496.0	183.1	82	257	0.949
1400	0.2488	1.207	520	213	91	305	0.970
1500	0.2322	1.230	557	249	101	350	0.985
1600	0.2177	1.248	584	288	106	390	0.998
1700	0.2049	1.267	611	328	113	435	0.995
1800	0.1935	1.286	637	370	120	482	0.993
1900	0.1835	1.307	663	412	128	534	0.997
2000	0.1741	1.337	689	456	137	589	0.997
2100	0.1658	1.372	715	501	147	646	0.997
2200	0.1582	1.417	740	548	160	714	0.995
2300	0.1513	1.473	766	596	175	785	0.994
2400	0.1448	1.538	792	647	190	869	0.993
2500	0.1389	1.615	818	700	222	960	0.993
3000	0.1135	1.726	955	841	486	1570	0.996
Ammonia (NH₃), $M = 17.03$ kg/kmol							
300	0.6994	1.158	101.5	14.7	34.7	16.8	0.887
320	0.6448	1.170	109	16.9	37.2	19.4	0.900
340	0.6059	1.192	116.5	19.2	39.3	22.1	0.912
360	0.5716	1.221	124	21.7	41.6	24.9	0.922
380	0.5410	1.254	131	24.2	44.0	27.9	0.930

Lampiran 5

TABLE A.6 Thermophysical Properties of Saturated Water^a

Temperature, T (K)	Pressure, p (bars) ^b	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, $\sigma_f \cdot 10^3$ (N/m)	Expansion Coeffi- cient, $\beta_f \cdot 10^6$ (K ⁻¹)	Tempera- ture, 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	664	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

Lampiran 6

Tabel 1. Rata-rata kadar air (%) kerupuk rambak kulit sapi dan hasil UJBD 1%

Perlakuan	Rata-rata		
	Basah	Kering	Matang
P1	19,5751 _a	1,9888 _a	0,4089 _a
P2	16,6010 _{bc}	1,8551 _{ab}	0,2434 _{ab}
P3	14,7319 _{ab}	1,6762 _a	0,1403 _a
P4	12,2322 _a	1,8385 _a	0,1084 _a

Keterangan : Notasi yang berbeda pada tiap-tiap kolom menunjukkan perbedaan pengaruh yang sangat nyata ($P < 0,01$) terhadap kadar air kerupuk rambak kulit sapi

Lampiran 7

Tabel 2. Rata-rata kadar protein (%) kerupuk rambak kulit sapi dan hasil UJBD 1%

Perlakuan	Rata-rata		
	Basah	Kering	Matang
P1	19,8246 _a	11,6948 _a	8,7246 _a
P2	16,5938 _a	10,8080 _a	7,1785 _a
P3	14,4593 _a	9,9211 _a	6,7422 _a
P4	13,3399 _a	9,1224 _a	6,1031 _a

Keterangan : notasi yang berbeda pada tiap-tiap kolom menunjukkan perbedaan pengaruh yang sangat nyata ($P < 0,01$) terhadap kadar air kerupuk rambak kulit sapi

Lampiran 8

Tabel 3. Rata-rata nilai daya kembang kerupuk rambak kulit sapi

Perlakuan	Rata-rata
P1	9,089 _a
P2	91,209 _{ab}
P3	175,122 _b
P4	372,441 _c

Keterangan : notasi yang berbeda pada rata-rata nilai daya kembang menunjukkan perbedaan pengaruh yang sangat nyata ($P < 0,01$) terhadap daya kembang kerupuk rambak kulit sapi

Lampiran 9

Tabel 4. Rata-rata kadar kalsium (%) kerupuk rambak kulit sapi dan hasil UJBD 1%

Perlakuan	Rata-rata		
	Basah	Kering	Matang
P1	0,1475 _a	0,4225 _a	0,8442 _a
P2	0,2650 _{ab}	0,7363 _a	1,2158 _{ab}
P3	0,4561 _{bc}	0,9916 _{ab}	1,8210 _b
P4	0,5288 _c	1,6504 _b	1,8823 _b

Keterangan : notasi yang berbeda pada tiap-tiap kolom menunjukkan perbedaan pengaruh yang sangat nyata ($P < 0,01$) terhadap kadar kalsium kerupuk rambak kulit sapi

Lampiran 10

Tabel 5. Rata-rata kerenyahan kerupuk rambak kulit sapi

Perlakuan	Rata-rata	
	Panelis Alat (lbs/cm ²)	
P1	3,378 ^a	18,333 ^b
P2	5,733 ^b	1,667 ^{ab}
P3	6,311 ^b	1,178 ^a
P4	5,378 ^b	0,415 ^a

Keterangan : notasi yang berbeda pada rata-rata masing-masing kolom menunjukkan perbedaan pengaruh yang sangat nyata ($P < 0,01$) terhadap kadar air kerupuk rambak kulit sapi.

Lampiran 10

Tabel 6. Rata-rata nilai kesukaan rasa kerupuk rambak kulit sapi

Perlakuan	Rata-rata
P1	2,800 ^a
P2	5,378 ^b
P3	7,422 ^c
P4	6,889 ^c

Keterangan : notasi yang berbeda pada rata-rata menunjukkan perbedaan pengaruh yang sangat nyata ($P < 0,01$) terhadap rasa kerupuk rambak kulit sapi

Lampiran 11

Tabel 7. Komposisi fisik, kimia dan mutu organoleptik kerupuk rambak kulit sapi terbaik

Komposisi	Rata-rata
Kadar air	0,1084%
Kadar protein	6,1031%
Kadar calsium	1,8823%
Daya kembang	372,441%
Kerenyahan	0,415 lbs/cm ²
Rasa	6,889 (uji <i>hedonic</i>)

Lampiran 12

(Cengel A, Yumus, *Heat Transfer a Practical Approach*)

TABLE 11-4

In a binary ideal gas mixture of species *A* and *B*, the diffusion coefficient of *A* in *B* is equal to the diffusion coefficient of *B* in *A*, and both increase with temperature

D_{H_2O-air} or D_{air-H_2O}
at 1 atm, in m^2/s
(from Eq. 11-15)

$T, ^\circ C$	
0	2.09×10^{-5}
5	2.17×10^{-5}
10	2.25×10^{-5}
15	2.33×10^{-5}
20	2.42×10^{-5}
25	2.50×10^{-5}
30	2.59×10^{-5}
35	2.68×10^{-5}
40	2.77×10^{-5}
50	2.96×10^{-5}
100	3.99×10^{-5}
160	5.18×10^{-5}

BIODATA PENULIS



Penulis dilahirkan di Surabaya, 22 Maret 1992, merupakan anak ketiga dari tiga bersaudara. Penulis telah menempuh pendidikan formal di TK Dharma Wanita Rungkut Menanggal, SDN Rungkut Menanggal I, SMPN 35 Surabaya dan SMAN 17 Surabaya. Setelah lulus dari SMAN 17 Surabaya tahun 2010, Penulis melanjutkan pendidikannya di D3 Teknik Mesin FTI-ITS. Penulis banyak mengikuti beberapa pelatihan

maupun kepanitiaan dan organisasi misalnya LKMM Pra-TD FTI-ITS 2010, Panitia dan Pelatihan Motor Bakar HMDM FTI-ITS dan Lembaga Minat Bakat HMDM FTI-ITS. Penulis mengerjakan Tugas akhir ini selama kurang lebih 8 bulan pada semester akhir pendidikannya di D3 Teknik Mesin FTI-ITS. Penulis berharap tugas akhir ini dapat bermanfaat bagi banyak orang untuk kedepannya.