

PERENCANAAN THERMOSIPHON REBOILER UNTUK PEMANAS MINYAK GORENG

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Persyaratan Ujian Sarjana

Oleh:

Thomson Natal P Silalahi
018130028



PROGRAM STUDY TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS MEDAN AREA
MEDAN
2006

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 19/7/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber
2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah
3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area

PERENCANAAN THERMOSIPHON REBOILER UNTUK PEMANAS MINYAK GORENG

TUGAS AKHIR
Oleh

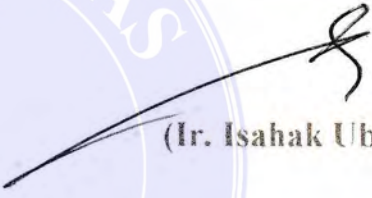
THOMSON NATAL P SILALAH
018130028

Disetujui:

Pebimbing I

Pembimbing II

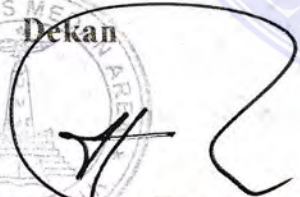

(Ir. Amirsyam Nst, MT)

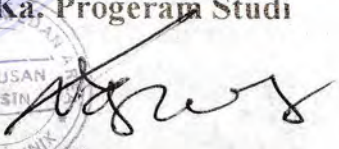

(Ir. Isahak Ubit)

Mengetahui:

Dekan

Ka. Progeram Studi


(Drs. Dadan Ramadan, M.Eng,Sc)


(Ir. Darianto, MSc)

Tanggal Lulus:

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 19/7/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber
2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah
3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area

ABSTRAK

Alat penukar kalor merupakan bagian dari alat-alat industri kimia (bagian dari unit operasi). Alat ini memainkan peranan penting pada unit operasi tersebut. Hal itulah yang menjadi dasar penulis untuk merancang salasatu jenis alat penukar kalor yaitu thermosiphon reboiler.

Thermosiphon reboiler pada industri kimia dan industri lainnya berfungsi sebagai pemanas air, minyak dan lain sebagainya dalam perencanaan ini penulis merancang alat pemanas ulang (thermosiphon reboiler) dengan tujuan perencanaan pemanasan kembali terhadap minyak goreng jenis soybean oil.

Walaupun minyak goreng sudah dipanaskan didalam tangki penampung minyak, namun minyak goreng tersebut belum dapat dipergunakan untuk menggoreng mie instan jika belum mencapai temperatur yang dibutuhkan. Disini thermosiphon reboiler berfungsi memanaskan kembali minyak goreng hingga temperatur tersebut.

Thermosiphon reboiler yang penulis rancang berbentuk shell an tube, yaitu cangkang sebagai rumah dari susunan pipa-pipa dan tempat mengalirnya stem (uap air) sebagai pemanas sedangkan pipa-pipa itu sendiri tempat mengalirnya minyak goreng yang akan dipanaskan.

Tentu alat pemanas yang direncanakan tersebut tidak sederhana, demikian akan tetapi ada komponen-komponen pendukung lainnya seperti baffle (sekat), tube sheet (pelat tabung), gasket, nosel, pemisah aliran, penutup shell (cangkang), dan yang lainnya yang termasuk komponen thermosiphon reboiler.

ABSTRAKSI

The changer of tools heats is the part of the chemical industry (part of operation unit). The tools has an important role in operation unit it self that is why the writer plans one of the tools of heats which is called Thermosiphon Reboiler Thermosiphon reboiler in the other chemical industry has a function as warmer such water, oil warmer etc. this planning the writer plans the re-warmer (thermosiphon reboiler) by facussing the re-warming-up to the type of soybean cooking oil. Although the cooking oil has been to be warm in the oil tank it is not able to be used to fry the noodle Instant if it has not reached the required temperature. The function of thermosiphon reboiler is to re warm the cooking oil up to required temperature Thermo siphon reboiler which the writer planning is shell and tube form that is *cangkang* as a place to flied the stem (*uap air*) as a warmer in the pipe it self. The place where the cooking oil will be warmed it is sure the warmer tools which is planned is not simple but there are components such as bofle, sheet, gasket, nosel and the others. The flooding separate of top shell etc. It is include of the thermos pen Recoiled components.

KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis ucapkan kepada Tuhan Yang Maha Esa karena berkat dan rahmat-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan skripsi ini. Adapun judul skripsi ini adalah PERENCANAAN THERMOSIPHON REBOILER UNTUK PEMANAS MINYAK GORENG.

Dalam penyusunan skripsi ini, penulis menyadari sepenuhnya bahwa skripsi ini masih jauh dari kesempurnaan, baik dari isi maupun dari tutur bahasanya, oleh karena itu, penulis mengharapkan saran dan kritik yang konstruktif dari pembaca guna menyempurnakan skripsi ini. Dan pada kesempatan ini, penulis ingin mengucapkan terimakasih kepada:

1. Bapak Drs. Dadan Ramadan M. Eng, Sc. Selaku Dekan Fakultas Teknik Mesin
2. Bapak Ir. Darianto, Msc. Selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin
3. Bapak Ir. Amirsyam Nasution, MT. Selaku Dosen Pembimbing I
4. Bapak Ir. Isahak Ubit, Selaku Dosen Pembimbing II
5. Kepada kedua orang tua tercinta ayahanda, L. Silalahi dan Ibunda T. Br.Sinaga atas bimbingannya juga moral maupun materi yang di berikan kepada penuli.
6. Kepada seluruhkeluarga, kakanda Lenny Marlina Silalahi dan Lasmaria Silalahi dan juga semua keluarga yang telah banyak membantu dan memberi dorongan serta dukungan kepada penulis.
7. Kepada pak tua TB. Sihaloho dan Mak tua T. Sitanggung atas bimbingannya juga moral maupun materi yang diberikan kepada penulis makanya penulis bisa menyelesaikan skripsi ini.
8. Seluruh keluarga abang anda dan kakanda serta teman-teman kos ku yang telah membantu dan memberi dorongan serta dukungan kepada penulis, sehingga penulis dapat menyelesaikan skripsi ini.
9. Kepada seluruh teman-teman mahasiswa jurusan Teknik Mesin terima kasih atas semua bantuannya hingga penulis dapat menyelesaikan penulisan skripsi ini.

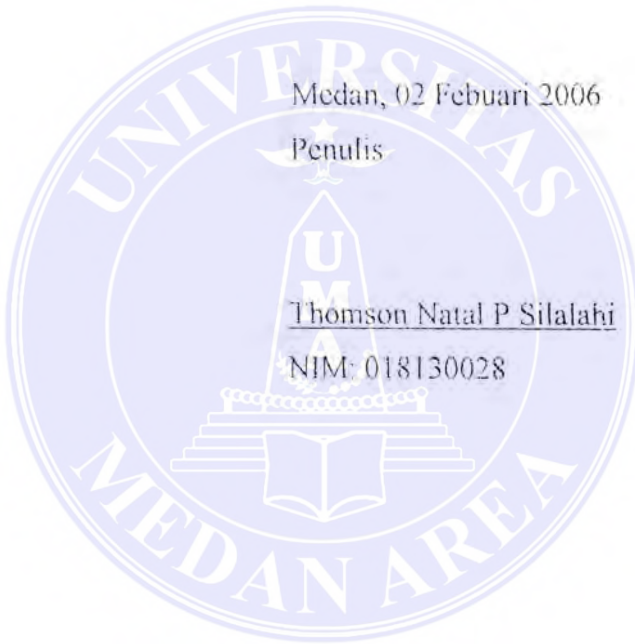
Atas bantuan dan bimbingan yang telah penulis terima selama ini, penulis berdoa semoga Tuhan Yang Maha Esa selalu melimpahkan berkat dan rahmat-Nya kepada kita semua. Akhir kata penulis berharap semoga skripsi ini bermanfaat bagi kita semua

Medan, 02 Febuari 2006

Penulis

Thomson Natal P Silalahi

NIM: 018130028



DAFTAR ISI

ABSTRAK	i
KATA PENGANTAR	ii
DAFTAR ISI	iv
DAFTAR GAMBAR	vi
BAB I. PENDAHULUAN	1
1.1. Latar Belakang	1
1.2. Tujuan Penulisan	2
1.3. Batasan Masalah	3
1.4. Metode Penelitian	4
BAB II. TUJUAN UMUM	5
2.1. Alat Penukar Kalor	5
2.2. Thermosiphon Reboiler	6
BAB III. PERENCANAAN TERMOSIPHON REBOILER	23
3.1. Profil Suhu Pada Thermosiphon Reboiler	23
3.4. Ukuran Dimensi Thermosiphon Reboiler	28
BAB IV ANALISIS DIMENSI DAN GAYA PADA TERMOSIPHON	60
4.1. Analisa Pada Tube	60
4.2. Analisa Pada Shell	66
BAB V. METODE KOMPUTER	71
5.1. Diagram Alir Perencanaan Thermosiphon Reboiler Shell dan Tube ...	71
5.2. Perbandingan Simulasi Perencanaan Thermosiphon Reboiler	75
BAB VI KESIMPULAN DAN SARAN	80
6.1. Kesimpulan	80

BAB I

PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Dimasa sekarang salah satu jenis makanan yang dapat dikonsumsi dengan cepat serta banyak digemari oleh masyarakat dan sangat praktis pengelolaannya adalah Mie Instant. Oleh karena itu industri mie instant mempunyai prospek yang sangat cerah, baik sekarang maupun di masa yang akan datang.

PT. Indofood Sukses Makmur, Tbk merupakan industri mie instan yang pertama kali didirikan di Jakarta pada tahun 1976. Kemudian karena perkembangannya sangat pesat dan permintaan masyarakat akan mie instant cukup banyak, maka dibuka cabang di Sumatera Utara pada tanggal 23 Desember 1983 berlokasi di Jalan Raya Medan – Tanjung Morawa Km 18,5. Kapasitas oleh pabrik mie instan tersebut adalah 1.000.000 bungkus per hari dan berat mie 60 gram per bungkus. Lama produksi berlangsung selama 14 jam per hari yang terbagi dalam dua shift, dapat dilihat pada table 1.1. sebagai berikut :

Tabel 1.1. Pembagian Shift Kerja

SHIFT	WAKTU	KETERANGAN
1	08 . 00 – 12 . 00	Mulai Kerja Shift 1
	12 . 00 – 13 . 00	Istirahat
	13 . 00 – 16 . 00	Kerja Shift 1 selesai
2	16 . 00 – 20 . 00	Mulai Kerja Shift 2
	20 . 00 – 21 . 00	Istirahat
	21 . 00 – 24 . 00	Kerja Shift 2 selesai

Sumber : Buku *PT Indofood Sukses Makmur*
UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 19/7/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber

2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah

3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area
Access From (repository.uma.ac.id)19/7/24

Untuk menghasilkan mie instan yang bermutu dan kualitas yang baik dibutuhkan beberapa mesin-mesin yang mempunyai fungsi-fungsi tertentu yang saling terkait. Dalam riset yang penulis lakukan adalah pada salah satu bagian proses dari pabrik tersebut, tepatnya adalah pemanas ulang (Reboiler) pada minyak goreng jenis Soybean Oil yang dilakukan oleh Steam (Uap Air). Dimana tipe konstruksi pemanas tersebut adalah Shell and Tube. Dalam alat pemanas ini terjadi suatu perpindahan panas dari Steam ke Soybean Oil, dan alat ini disebut Alat Penukar Kalor (Heat Exchanger) jenis Thermosiphon Reboiler.

1.2. Tujuan Penulisan

Adapun tujuan penulisan secara khusus adalah sebagai berikut :

1. Melengkapi persyaratan penyelesaian study dalam bidang keahlian konversi energi.
2. Menentukan tipe dan jenis penukar kalor yang sesuai dengan panas dan tekanan untuk penggorengan mie instan.
3. Menghitung kapasitas dan kalor yang diserap Thermosiphon Reboiler.
4. Menganalisis keuntungan dan kerugian dalam menggunakan Thermosiphon Reboiler.

Adapun tujuan penulisan secara umum adalah sebagai berikut :

1. Untuk mendapat Alat Penukar Kalor yang mempunyai daya guna (Performance) yang baik

2. Untuk mengetahui proses perpindahan panas yang terjadi antara fluida yang berbeda pada Alat Penukar Kalor.

1.3. Batasan Masalah

Alat Penukar Kalor yang digunakan pada pabrik mie instan berfungsi untuk memindahkan panas dari uap air ke minyak penggorengan. Untuk selanjutnya minyak penggorengan ini akan digunakan untuk menggoreng mie yang telah dikukus. Penggorengan ini dilakukan untuk menguapkan sisa-sisa air yang masih ada sehingga mie akan menjadi rapuh dan dapat bertahan lama.

Jenis Alat Penukar Kalor yang direncanakan adalah Thermosiphon Reboiler. Thermosiphon Reboiler ini digunakan untuk pemanas ulang (Reboiler) pada minyak penggorengan. Hasil data survey pada Thermosiphon Reboiler adalah :

1. Temperatur minyak masuk ($T_{c,i}$) = 140°C dengan tekanan (P_{t1}) = 5 Kg/cm^2 .
2. Temperatur minyak masuk ($T_{c,o}$) = 165°C dengan tekanan (P_{t2}) = $3,5 \text{ Kg/cm}^2$.
3. Temperatur minyak masuk ($T_{c,i}$) = 190°C dengan tekanan (P_{s1}) = 5 Kg/cm^2
4. Temperatur minyak masuk ($T_{c,i}$) = 170°C dengan tekanan (P_{s2}) = 3 Kg/cm^2 .
5. Panjang Tube (L_t) = $4,5 \text{ M}$
6. Laju aliran massa minyak (m_c) = $1,71 \text{ Kg/S}$

Data ini berasal dari operator

Untuk menghindari dari pembahasan tidak terarah, maka dilakukan pembatasan. Adapun batasan masalah tersebut meliputi :

- ❖ Perhitungan Kapasitas Kalor pada Thermosiphon Reboiler.
- ❖ Spesifikasi Thermosiphon Reboiler.
- ❖ Menghitung penurunan tekanan (Pressure Drop).
- ❖ Menganalisis dimensi dan gaya pada thermosiphon Reboiler.
- ❖ Simulasi Komputer.
- ❖ Gambar penampang Thermosiphon Reboiler

1.4. Metodologi Penelitian

Adapun metodologi pada penulisan ini adalah di PT. Indofood, Tbk. :

1. Pengamatan langsung di lapangan terhadap objek penelitian.
2. Bertanya langsung dengan spesialis Engineer dan operator mengenai Thermosiphon Reboiler.
3. Analisis data daily report (laporan harian) dan mengecek ke lapangan terhadap hasil analisis tersebut.
4. Mengambil langsung data dari lapangan, disini penulis mencatat tekanan masuk dan keluar. suatu fluida, suhu pluida masuk dan saat masuk dan keluar dari thermosiphon Reboiler.
5. Riset ke perpustakaan guna menambah bahan penulisan

BAB II

TINJAUAN UMUM

2.1. Alat Penukar Kalor

Alat penukar kalor adalah suatu alat dimana terjadi perpindahan panas dari suatu fluida yang temperaturnya lebih tinggi kepada fluida lain yang temperaturnya lebih rendah. Pada aplikasi phase fluida pada Alat Penukar Kalor, dimana terjadi proses perpindahan panas tersebut dapat berupa fluida cair ke cair (air dengan minyak), gas ke gas (ammonia dengan karbon dioksida), dan cair ke gas (air dengan karbon dioksida).

Pada umumnya Penukar Kalor merupakan perangkat kerja dimana dua jenis fluida yang berbeda temperaturnya dialirkan kedalamnya dan saling bertukar kalor melalui bidang perpindahan kalor atau dengan cara kontak langsung. Bidang perpindahan kalor ini umumnya berupa dinding-dinding pipa atau fin. Kalor yang dapat dipindahkan diantara kedua fluida itu besarnya sangat tergantung pada kecepatan aliran fluida, sifat-sifat fisik fluida, sifat permukaan perpindahan kalor dan beda temperatur yang terdapat diantara kedua fluida.

Proses perpindahan kalor tersebut dapat dilakukan secara langsung, dimana terjadi perpindahan kalor antara kedua fluida tersebut berlangsung didalam suatu bejana, tanpa ada pemisahan antara kedua fluida tersebut (fluida bersuhu tinggi bercampur dengan fluida bersuhu rendah), atau perpindahan kalor antara fluida-fluida yang bersuhu tersebut menggunakan media perantara

seperti pipa, pelat, atau media perantara lainnya (fluida-fluida tidak bercampur).

2.2. Thermosiphon Reboiler

Thermosiphon Reboiler merupakan salah satu jenis alat penukar kalor yang menggunakan proses perpindahan kalor tidak langsung. Fluida yang akan dipanaskan disirkulasikan secara alamiah atau dapat juga bersirkulasi secara paksa dengan adanya pompa sirkulasi.

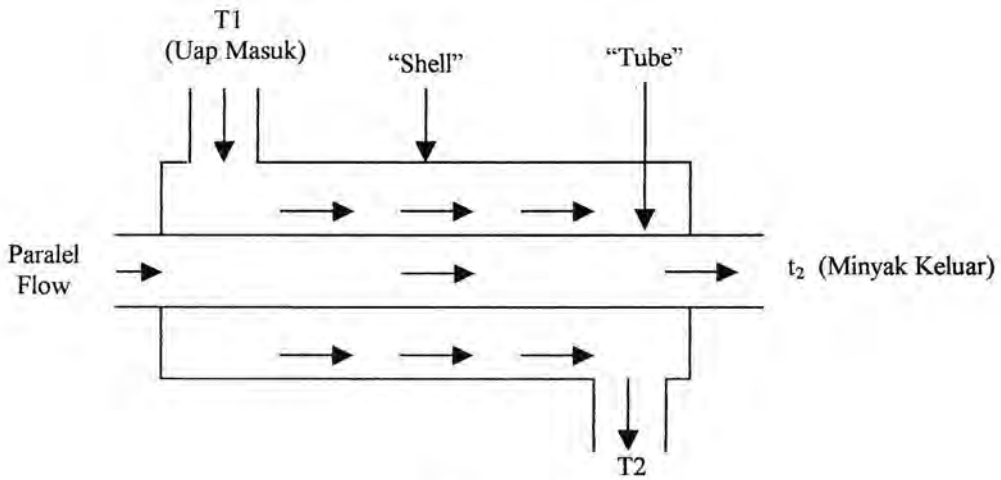
Thermosiphon Reboiler ini menggunakan konstruksi jenis Shell and Tube dengan pelat tube mengambang (Floating Tube Sheet). Thermosiphon Reboiler dipakai untuk berbagai keperluan pada industri kimia dan industri pengolahan makanan digunakan untuk memanaskan kembali minyak, gas cair, pulp, dan alcohol. Thermosiphon yang direncanakan adalah untuk memanaskan kembali minyak goreng dengan fluida pemanasnya uap air dari boiler.

2.2.1. Klasifikasi Menurut Aliran

Thermosiphon Reboiler dapat diklasifikasikan berdasarkan pengaturan aliran :

A. Tipe Aliran Searah (Paralel Flow)

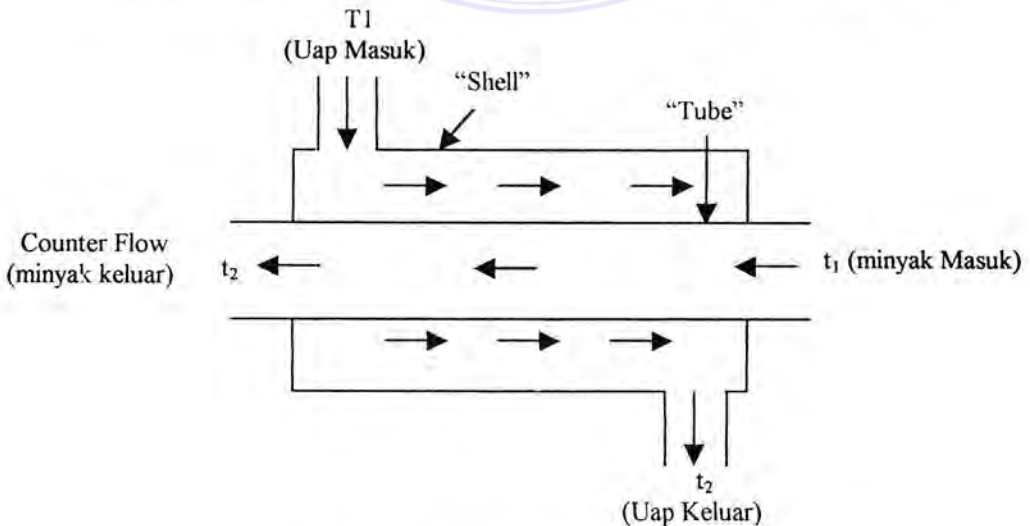
Pada tipe aliran searah adalah aliran fluida panas searah dengan aliran fluida dingin, sering juga disebut dengan tipe aliran sejajar seperti yang terlihat pada gambar 2.1. dibawah ini :



Gambar 2.1. Aliran Searah

B. Tipe Aliran Berlawanan Arah (Counter Flow)

Pada tipe fluida yang berada didalam shell dan fluida didalam tube mengalir dalam arah yang berlawanan. Pada umumnya perbedaan temperatur antara fluida yang panas dan yang dingin tidak konstan disepanjang tube dan laju aliran panasnya akan berbeda-beda dari penampang ke penampang, maka untuk menentukan laju aliran panasnya harus dipergunakan suatu beda suhu rata-rata logaritma.



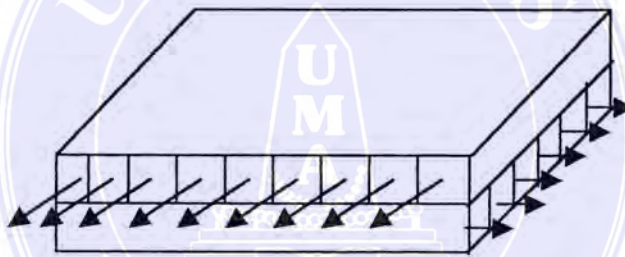
Gambar 2.2. Tipe aliran berlawanan arah

C. Tipe Aliran Menyilang (Cross Flow)

Aliran fluida pada jenis ini, antara fluida yang lebih panas dengan fluida yang lebih dingin disepanjang permukaan tube, bergerak dalam arah saling tegak lurus. Aliran jenis ini terdiri dari :

❖ Arus tak campur

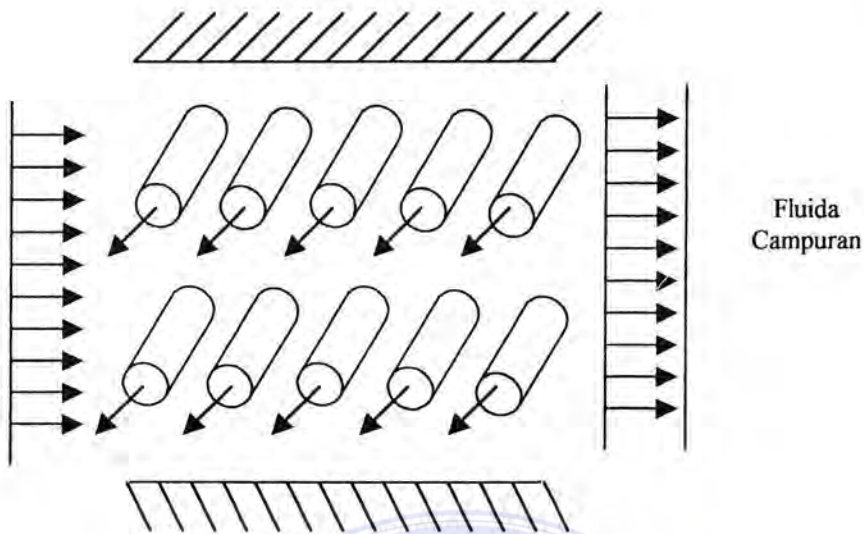
Dalam hal ini fluida pemanas dan fluida yang dipanaskan terkurung dalam saluran-saluran sehingga fluida dapat bergerak bebas selama proses perpindahan panas/kalor yang terjadi. Seperti terlihat pada gambar 2.3.



Gambar 2.3. Aliran menyilang tak campur

❖ Arus campur

Fluida yang mengalir didalam tube digunakan untuk memanaskan, sedang fluida yang akan dipanaskan dialirkan menyilang berkat tube. Aliran menyilang berkat tube disebut arus campur karena dapat bergerak dengan bebas selama proses perpindahan panas/kalor. Dapat dilihat pada gambar 2.4 dibawah ini.



Gambar 2.4. Aliran menyilang dengan satu fluida campuran

2.2.2. Klasifikasi Menurut Jumlah Lajuan

Ada dua jenis lajuan pada Thermosiphon Reboiler yaitu :

- A. Jumlah lajuan selongsong atau pass shell.
- B. Jumlah lajuan tabung atau pass tube.

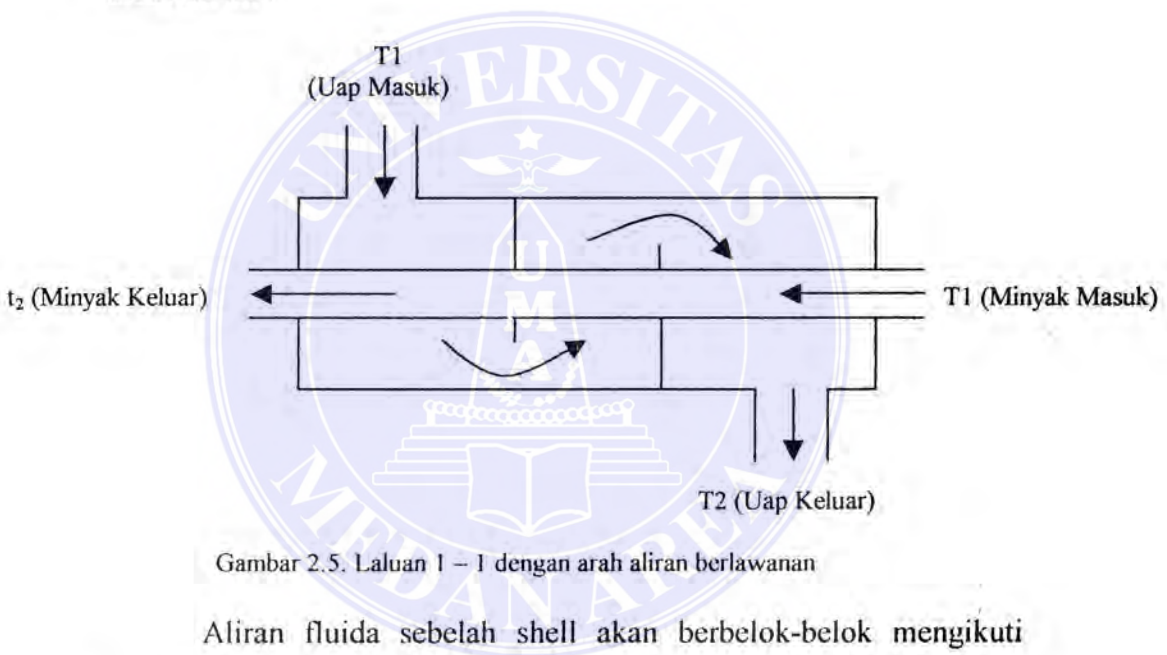
Yang dimaksud dengan pass shell ialah lajuan yang dilakukan oleh fluida mulai dari saluran masuk, melewati bagian shell dan mengelilingi tabung/tube dan keluar dari saluran buang. Apabila lajuan itu dilakukan satu kali maka disebut 1 lajuan selongsong (single – pass shell).

Untuk fluida didalam tube, fluida masuk kedalam saluran tube dan keluar melalui saluran yang satunya lagi disebut 1 pass tube. Apabila fluida itu membelok lagi masuk kedalam tube, sehingga terjadi dua kali lajuan fluida masuk dalam tube disebut 2 lajuan tabung (two – pass tube). Dalam perencanaan ini jumlah dari pass shell lebih

sedikit dari jumlah pass tube. Beberapa contoh dari jumlah laluan dari Thermosiphon dapat dilihat gambar dibawah ini.

Laluan 1 - 1

Yang dimaksud dengan laluan 1 – 1 adalah aliran fluida yang berada dalam shell 1 laluan dan aliran fluida dalam tube 1 laluan juga. Yang secara sederhana konstruksinya dapat dilihat pada gambar 2.5 dibawah ini :

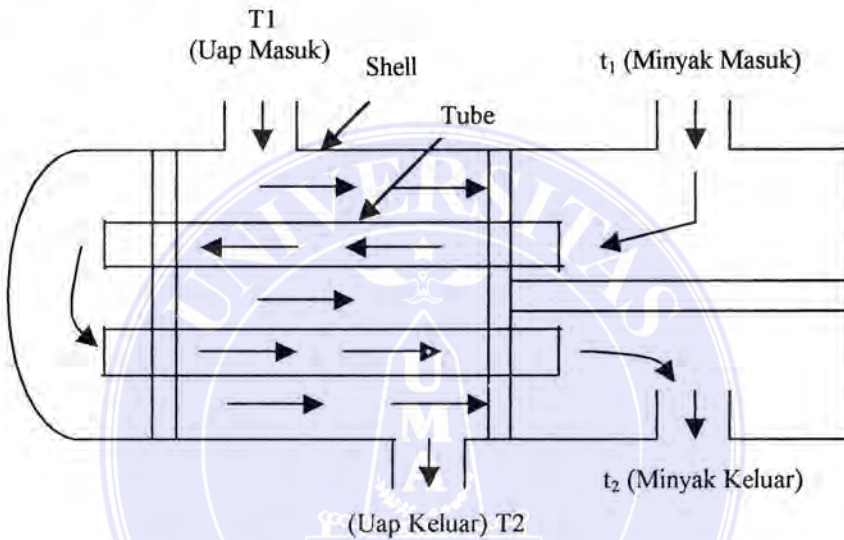


Gambar 2.5. Laluan 1 – 1 dengan arah aliran berlawanan

Aliran fluida sebelah shell akan berbelok-belok mengikuti sekat-sekat yang ada. Jumlah sekat yang dipasang akan mempengaruhi perpindahan panas yang akan terjadi. Fluida yang mengalir kedalam shell mempunyai temperature T1 dan suhu keluar menjadi T2, sedangkan fluida yang mengalir kedalam tube mempunyai temperatur t_1 dan temperatur keluar t_2 .

Laluan 1 – 2

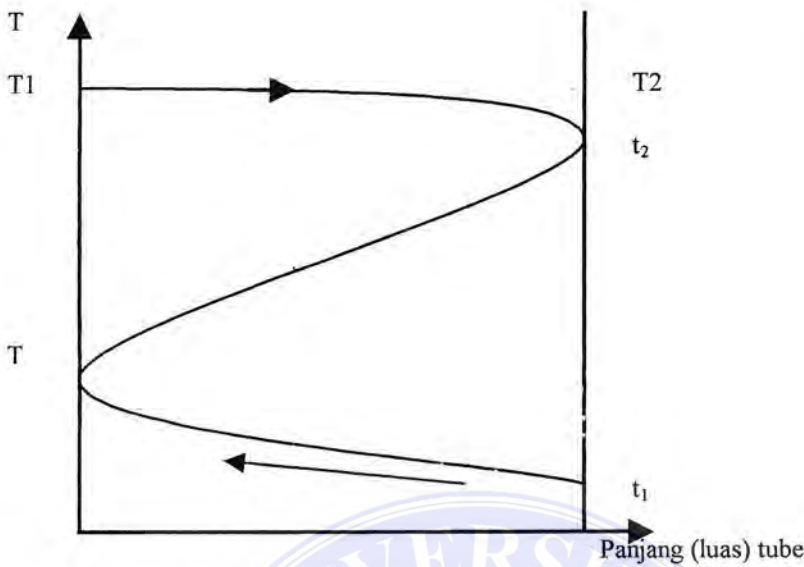
Yang dimaksud dengan laluan 1 – 2 adalah aliran didalam shell 1 laluan, dan aliran fluida pada sisi tube ada 2 laluan. Untuk memperoleh aliran 2 laluan pada sisi tube dipergunakan floating head, seperti pada gambar 2.6. dibawah ini :



Gambar 2.6. Laluan 1 – 2 dengan arah aliran berlawanan

Dari gambar 2.6. untuk menggambarkan distribusi temperatur panjang (luas) tube harus ditinjau satu persatu yaitu :

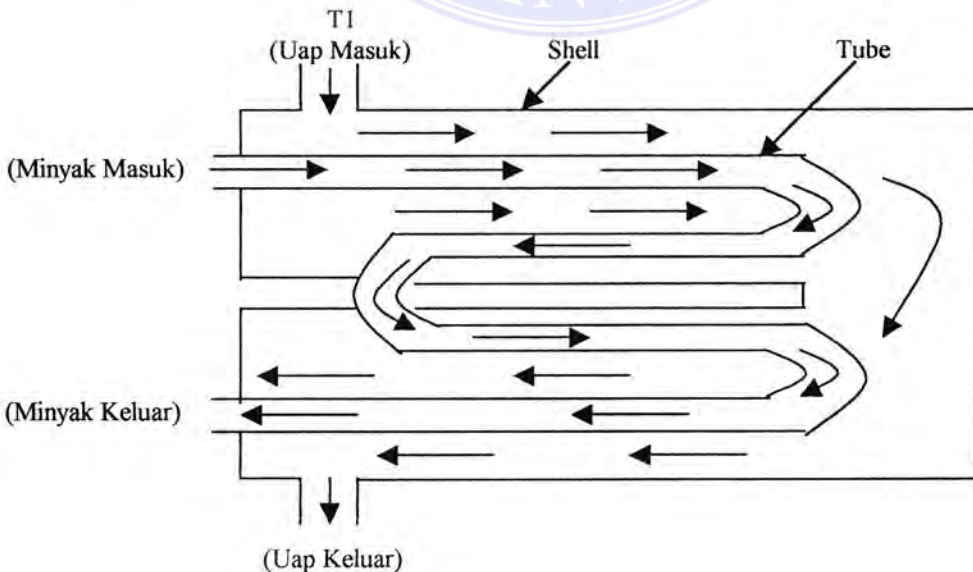
1. Arah aliran fluida yang berlawanan, yaitu aliran uap dari T1 ke T2 dengan aliran minyak goreng dari t₁ ke t₁.
2. Aliran yang parallel, yaitu aliran fluida dari T1 ke T2 dengan aliran fluida t₁ ke t₂. Distribusi temperatur–panjang (luas) tube dapat dilihat pada gambar 2.7. berikut :



Gambar 2.7. Distribusi Temperatur–Panjang (luas) Tube

Laluan 2 - 4

Yang dimaksud dengan laluan 2 – 4 adalah aliran didalam shell 2 pass dan aliran fluida dalam tube 4 pass disebut juga laluan banyak. Pada APK jenis ini terdapat pengurangan luas penampang laluan aliran, sedangkan aliran fluida semakin meningkat. Pada gambar 2.8. diperlihatkan lintasan 2 – 4 dibawah ini :



Kerugian laluan multipass ini antara lain :

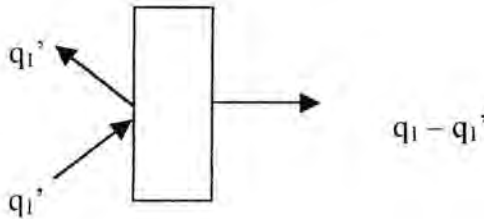
1. Konstruksinya semakin komplek dan rumit.
2. Kerugian gesekan besar, sebab semakin banyak laluan pada tube akan besar pula kerugian aliran masuk dan keluar pada tube tersebut.

2.2.3. Perpindahan Panas Pada Thermosiphon Reboiler

Perpindahan panas pada Thermosiphon Reboiler terdiri dari 2 bagian yaitu :

1. Perpindahan panas secara konveksi.

Perpindahan panas secara konveksi adalah perpindahan panas yang dilakukan oleh molekul-molekul fluida (cair atau gas) dalam gerak melayang-layang. Molekul-molekul tersebut membawa sejumlah panas, pada saat molekul-molekul menyentuh bidang (dinding) yang akan dipanaskan, maka sebagian panas akan diserap dan sebagian lagi akan dipantulkan, seperti terlihat pada gambar 2.9. dibawah ini :



Gambar 2.9. Perpindahan panas secara konveksi

Panas yang diserap secara konveksi adalah :

$$q_{konv} = h \times A (T_a - T_b) \dots\dots\dots i$$

dimana

q_{konv} = Panas yang diserap secara konveksi (kj/j)

h = Koefisien perpindahan panas konveksi (kj/m².j.K)

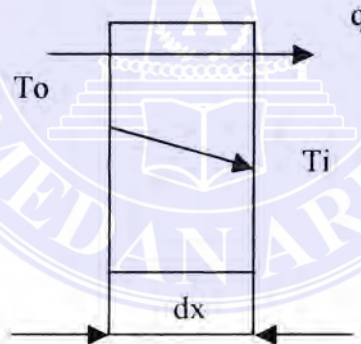
A = Luas bidang yang dipanaskan (m²)

T_a = Temperatur fluida (K)

T_b = Temperatur dinding (K)

2. Perpindahan panas secara konduksi.

Perpindahan panas secara konduksi yaitu perpindahan panas yang terjadi satu bagian benda padat kepada sebagian lain benda padat jika ada kontak fisik (persinggungan), tetapi molekul-molekul benda padat yang satu tidak berpindah ke benda padat yang lain.



Gambar 2.10 Perpindahan panas secara konduksi

Panas yang diserap secara konduksi adalah :

$$q_{kond} = -k \times A \times \frac{dT'}{dX} \dots\dots\dots 2$$

Dimana :

q_{kond} = Panas yang diserap secara konduksi (kj/j)

k = Koefisien perpindahan panas konduksi (kj/m.j⁰.K)

t_1 = Suhu fluida panas keluar dari shell

t_2 = Suhu fluida dingin keluar dari tube

Untuk aliran searah :

$$\Delta T_a = T_1 - t_1$$

$$\Delta T_b = T_2 - t_2$$

Untuk aliran berlawanan :

$$\Delta T_a = T_1 - t_2$$

$$\Delta T_b = T_2 - t_1$$

Maka jenis aliran yang dipakai pada Thermosiphon Reboiler adalah aliran berlawanan searah sehingga :

$$\Delta T_{RL} = \frac{(T_1 - T_2) - (T_2 - T_1)}{\ln\left(\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}\right)} \dots\dots\dots 4$$

2.2.5. Koefisien Perpindahan Panas Konveksi Pada Sisi Tube (h_t)

Untuk menghitung harga koefisien perpindahan panas pada sisi tube dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan :

$$h_t = \frac{k_c \times Nu_d}{d_i} \dots\dots\dots 5$$

Dimana :

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

Nu_d = Bilangan Nuselt pada tube

d_i = Diameter dalam tube

k_c = Konduktivitas panas minyak ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)

⁴ Sitompul, Tunggul. M, Ir, SE, M.Sc, *Alat Penukaran Kantor*, PT. Raja Grafindo

❖ Bilangan Nuselt pada tube (Nu_d)

Untuk mendapatkan harga bilangan Nuselt pada tube dapat digunakan persamaan dari Fgand (21) dari zat cair ke silinder dalam aliran silang didapatkan :

$$Nu_d = (0,35 + 0,56 Re_d^{0,52}) Pr_d^{0,3} \dots\dots\dots 6$$

(Persamaan ini berlaku untuk $10^{-1} < Re_d < 10^5$)

dimana :

Nu_d = Bilangan Nuselt pada tube

Re_d = Bilangan Reynold pada tube

Pr_d = Bilangan Prandalt pada tube

❖ Bilangan Reynold pada tube (Re_s)

Untuk mencari harga bilangan Reynold pada tube digunakan persamaan :

$$Re_d = \frac{m_c \cdot x \cdot d_i}{\rho_c \cdot A_t \cdot \nu_c} \dots\dots\dots 7$$

Dimana :

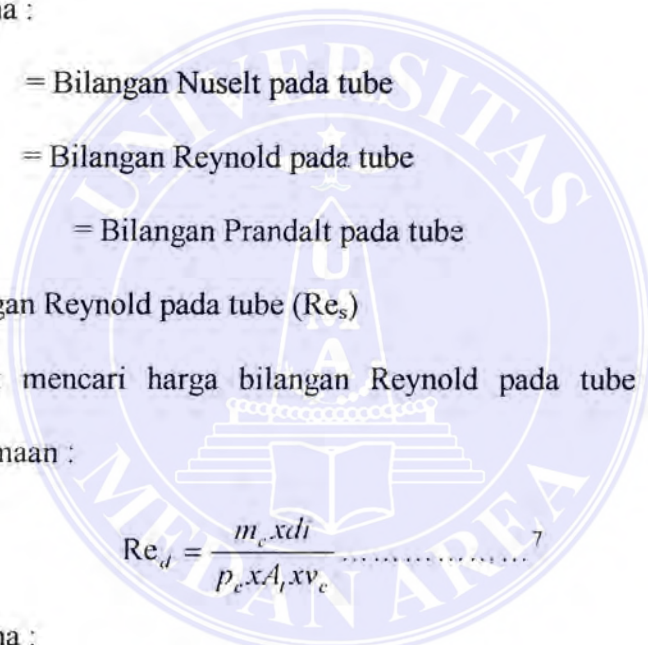
Re_d = Bilangan Reynold pada tube

m_c = Laju aliran minyak dalam tube

d_i = Diameter dalam tube (m)

ρ_c = Rapat massa jenis minyak (Kg/m^3)

A_t = Luas laluan aliran dalam tube (m^2)



❖ Bilangan Nuselt pada tube (Nu_d)

Untuk mendapatkan harga bilangan Nuselt pada tube dapat digunakan persamaan dari Fgand (21) dari zat cair ke silinder dalam aliran silang didapatkan :

$$Nu_d = (0,35 + 0,56 Re_d^{0,52}) Pr_d^{0,3} \dots\dots\dots 6$$

(Persamaan ini berlaku untuk $10^{-1} < Re_d < 10^5$)

dimana :

Nu_d = Bilangan Nuselt pada tube

Re_d = Bilangan Reynold pada tube

Pr_d = Bilangan Prandalt pada tube

❖ Bilangan Reynold pada tube (Re_s)

Untuk mencari harga bilangan Reynold pada tube digunakan persamaan :

$$Re_d = \frac{m_c \times d_i}{\rho_c \times A_t \times v_c} \dots\dots\dots 7$$

Dimana :

Re_d = Bilangan Reynold pada tube

m_c = Laju aliran minyak dalam tube

d_i = Diameter dalam tube (m)

ρ_c = Rapat massa jenis minyak (Kg/m^3)

A_t = Luas laluan aliran dalam tube (m^2)

⁶ Op-Cit, hlm . 635

⁷ Bell, K.L. *Head Exchanger Design Handbook*, Volume 3, Hemisphere, Washington DC, 1983, hlm. 642

❖ Untuk mencari luas laluan dalam tube digunakan persamaan :

$$A_t = \frac{N_t \times \pi (d_i)^2}{4 \times N_p} \dots\dots\dots 8$$

Dimana :

Nt = Jumlah tube (Number of Tube)

Np = Jumlah pass (Number of pass)

di = Diameter dalam tube (m)

V_c = Viskositas kinematik minyak (m²/s)

Untuk mendapatkan harga viskositas kinematik digunakan persamaan :

$$v_c = \frac{\mu_c}{\rho_c}$$

Dimana :

μ_c = Viskositas dinamik minyak (kg/m.s)

2.2.6. Koefisien Perpindahan Panas Konveksi Pada Sisi Shell (h_s)

Untuk mencari harga koefisien perpindahan panas pada posisi shell dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan :

$$h_s = \frac{k_{s,x} Nu_s}{d_e} \dots\dots\dots 9$$

Dimana :

h_s = Koefisien perpindahan panas pada sisi shell (W/m².⁰C)

Nu_s = Bilangan Nuselt pada shell

kh = Konduktifitas panas uap air (W/m².⁰C)

⁸ Ibid

⁹ Bell, K. L. *Heat Exchanger Design Handbook*, Volume 3, Hemisphere, Washington, DC, 1985, pp. 638

de = Diameter Ekuivalen (M)

untuk mendapatkan harga diameter ekuivalen digunakan persamaan :

$$de = \frac{3,44(Pt)^2 - 3,14(do)^2}{3,14(di)} \text{ (tube susunan segitiga } 30^0 \text{)}$$

Dimana :

Pt = Jarak antar dua pusat pipa/tube pitch (m)

di = Diameter dalam tube (m)

do = Diameter luar tube (m)

❖ Bilangan Nusselt pada shell (Nu_s)

Untuk mencari harga bilangan Nuselt pada shell digunakan persamaan dari Dittus dan Boetler (1) untuk aliran turbulen digunakan rumus yang lebih baik :

$$Nu_s = 0,023 \times Re_s^{0,8} \times Pr_s^n \dots \dots \dots 10$$

(Persamaan ini berlaku untuk rentang $10^4 < Re_s < 5 \times 10^6$)

Dimana :

Re_s = Bilangan Reynold pada shell

Pr_s = Bilangan Prandalt pada shell

n = 0,4 untuk pemanasan

n = 0,3 untuk pendingin

❖ Bilangan Reynold pada shell

Untuk mencari bilangan Reynold pada shell digunakan persamaan dengan aliran berlawanan :

10 Holman J.P. Josifi F. *Pemindahan Kalor, edisi ke-6*, Erlangga, Jakarta, 1988, hal .
 252 UNIVERSITAS MEDAN AREA

$$Re_s = \frac{m_h \times d_e}{\rho_h \times A_s \times v_h} \dots\dots\dots 11$$

Dimana :

- Re_s = Bilangan Reynold pada shell
- m_h = Laju aliran massa uap air (Kg/s)
- d_e = Diameter Ekvivalen (m)
- ρ_h = Rapat massa jenis uap air (Kg/m³)
- A_s = Luas laluan dalam shell (m²)

❖ Untuk mencari harga luas laluan aliran didalam shell digunakan persamaan :

$$A_s = \frac{D_i \times C \times B}{P_t} \dots\dots\dots 12$$

Dimana :

- D_i = Didalam dalam shell (m)
- B = Jarak antar sekat / Baffle Pitch (m)
- P_t = Jarak antar tube / Tube Pitch (m)
- C = Jarak antar dua permukaan tube / Tube Clearance (m)
- d_o = Diameter luar tube (m)

¹¹ Bell, K, L, *Haet Exchanger Design Handbook*, Volume 3, Hemisphere, Washington, DC, 1983, Hlm . 635

¹² Bell, K, L, *Haet Exchanger Design Handbook*, Volume 3, Hemisphere, Washington, DC, 1983, Hlm .635

¹³ Holman, J.P, Josifi, E. *Perpindahan Kalor, edisi ke-6* ,Erlangga, Jakarta, 1988, hal .

2.2.7. Koefisien Perpindahan Panas Menyeluruh (U)

Untuk menentukan harga koefisien perpindahan panas menyeluruh digunakan persamaan :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_s} + \frac{do \cdot \ln(do / di)}{2 \cdot \pi \cdot k_t} + \frac{do}{di} + \frac{1}{h_t}} \dots\dots\dots 13$$

Dimana :

U = Koefisien perpindahan panas menyeluruh (W/m².⁰C).

h_s = Koefisien perpindahan panas pada sisi shell (W/m².⁰C).

h_t = Koefisien perpindahan panas pada sisi tube (W/m².⁰C).

do = Diameter luar tube (m).

di = Diameter dalam tube (m).

k_t = Konduktifitas panas bahan tube (W/m².⁰C).

2.2.8. Luas Bidang Perpindahan Panas Thermosiphon Reboiler (A)

Untuk menghitung harga luas bidang perpindahan panas Thermosiphon Reboiler digunakan persamaan :

$$A = \frac{q}{U \cdot f_t \cdot \Delta TRL} \dots\dots\dots 14$$

Dimana :

q = Kapasitas kalor Thermosiphon (W).

f_t = Faktor koreksi (dari diagram).

ΔTRL = Beda temperatur rata-rata logaritma (⁰C),

U = Koefisien perpindahan panas menyeluruh (W/m².⁰C).

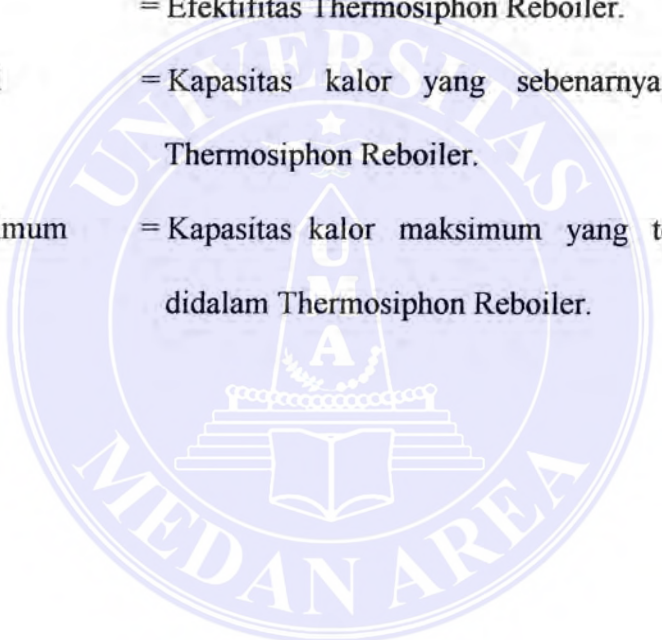
¹⁴Holman J.P. Josifi. E, *Perpindahan Kalor, edisi ke-6* , Erlangga, Jakarta, 1988, hal .

2.2.9. Panjang Tube

Metode efektifitas penukar kalor digunakan untuk menganalisis pemindahan sejumlah kalor tertentu dan membandingkan berbagai jenis penukar kalor, guna memilih jenis terbaik untuk melaksanakan sesuatu tugas perpindahan kalor tertentu. Efektifitas Thermosiphon Reboiler dapat ditentukan dengan persamaan :

$$\varepsilon = \frac{q_{actual}}{q_{maksimum}} \dots\dots\dots 15$$

- ε = Efektifitas Thermosiphon Reboiler.
- q actual = Kapasitas kalor yang sebenarnya didalam Thermosiphon Reboiler.
- q maksimum = Kapasitas kalor maksimum yang terjadi didalam Thermosiphon Reboiler.



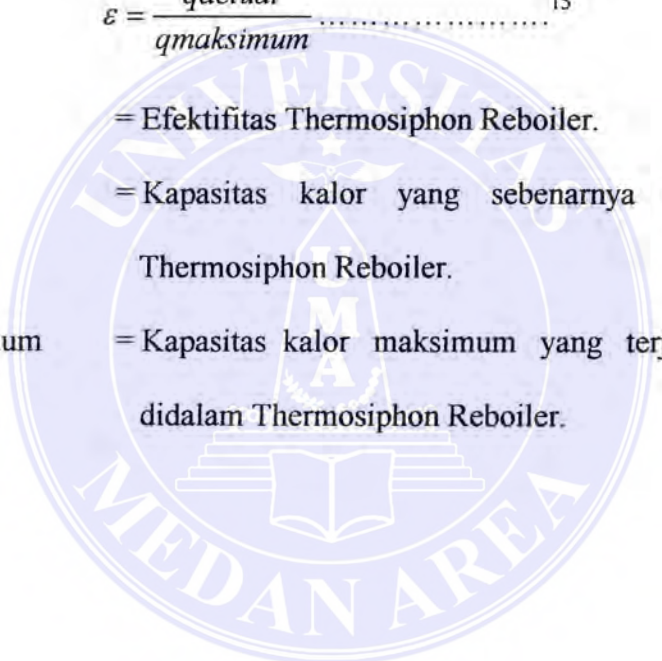
498 ¹⁵ Holman J.P. Josifi. E, *Perpindahan Kalor, edisi ke-6*, Erlangga, Jakarta, 1988, hal .

2.2.9. Panjang Tube

Metode efektifitas penukar kalor digunakan untuk menganalisis pemindahan sejumlah kalor tertentu dan membandingkan berbagai jenis penukar kalor, guna memilih jenis terbaik untuk melaksanakan sesuatu tugas perpindahan kalor tertentu. Efektifitas Thermosiphon Reboiler dapat ditentukan dengan persamaan :

$$\varepsilon = \frac{q_{actual}}{q_{maksimum}} \dots\dots\dots 15$$

- ε = Efektifitas Thermosiphon Reboiler.
- q actual = Kapasitas kalor yang sebenarnya didalam Thermosiphon Reboiler.
- q maksimum = Kapasitas kalor maksimum yang terjadi didalam Thermosiphon Reboiler.



¹⁵ Holman J.P. Josifi. E, *Perpindahan Kalor, edisi ke-6* ,Erlangga, Jakarta, 1988, hal .
498

BAB III

PERENCANAAN THERMOSIPHON REBOILER

3.1. Profil Suhu Pada Thermosiphon Reboiler

3.1.1. Kapasitas Kalor pada Thermosiphon Reboiler

Untuk menghitung kapasitas kalor minyak didalam Thermosiphon Reboiler digunakan persamaan :

$$q_c = m_c \times c_{p_c} (T_c^0 - T_c^1) \dots\dots\dots 1$$

Dimana :

m_c = Laju aliran massa minyak 1,71 Kg/s (Data Survey)

c_{p_c} = Panas jenis minyak pada suhu rata-rata

$$T_c = \frac{165 + 140}{2}$$

Dari tabel propertis minyak didapat panas jenis minyak :

c_{p_c} = 0,54 Btu/Lbm.⁰F (2272,21/Kg.⁰C)

T_c^0 = Suhu minyak keluar 165⁰C

T_c^1 = Suhu minyak masuk 140⁰C

Maka :

$$\begin{aligned} q_c &= 1,71 \text{ Kg/s} \times 2272,21 \text{ j/kg.}^0\text{C} (165 - 140)^0\text{C} \\ &= 97136,97 \text{ j/Kg} \\ &= 97136 \text{ m}97 \text{ w} \end{aligned}$$

Berdasarkan dengan kesetimbangan energi (Energi Balance) dalam Hukum Termodinamika pada Alat Penukar Kalor bahwa kapasitas Kalor yang diserap minyak akan sama dengan kapasitas kalor yang dilepas oleh uap air, dapat dilihat dengan persamaan :

$$q_{lepas} = q_{serap}$$

$$q_h = q_c$$

sehingga dapat ditentukan laju aliran massa uap air masuk ke Thermosiphon dengan persamaan :

$$m_h = \frac{q}{c_{p_h}(T_{h,o} - T_{h,i})}$$

Untuk mencari c_p , h digunakan suhu rata-rata uap air

$$T_{h,i} = \text{Suhu uap air masuk ke Thermosiphon Reboiler} = 190^{\circ}\text{C}$$

$$T_{h,o} = \text{Suhu uap air keluar dari Thermosiphon Reboiler} = 170^{\circ}\text{C}$$

$$T_h = \frac{190 + 170}{2} = 180^{\circ}\text{C}$$

Dari tabel propertis uap air pada suhu 180°C didapat :

$$C_{p_h} = 1,981 \text{ Kj/Kg}$$

Maka laju aliran massa uap air yang masuk pada Thermosiphon Reboiler adalah :

$$m_h = \frac{97136,97 \text{ J/s}}{1981 \text{ J/Kg} \cdot ^{\circ}\text{C}(190 - 170)^{\circ}\text{C}} = 2,45 \text{ Kg/s}$$

3.1.2. Faktor Koreksi (Ft)

Untuk menentukan besar dari faktor koreksi terhadap temperatur harus terlebih dahulu menghitung dua besaran yaitu :

$$P = \frac{T_{c,o} - T_{c,i}}{T_{h,i} - T_{c,i}}$$

$$R = \frac{T_{h,o} - T_{h,i}}{T_{c,i} - T_{c,i}} \dots\dots\dots^3$$

Dimana :

P = Temperatur efisiensi Thermosiphon Reboiler

R = Perbandingan kalor fluida dalam shell terhadap kalor fluida di tube.

$T_{c,i}$ = Suhu minyak masuk = 140⁰C

$T_{c,o}$ = Suhu minyak keluar = 165⁰C

$T_{h,i}$ = Suhu uap air masuk = 190⁰C

$T_{h,o}$ = Suhu uap air keluar = 170⁰C

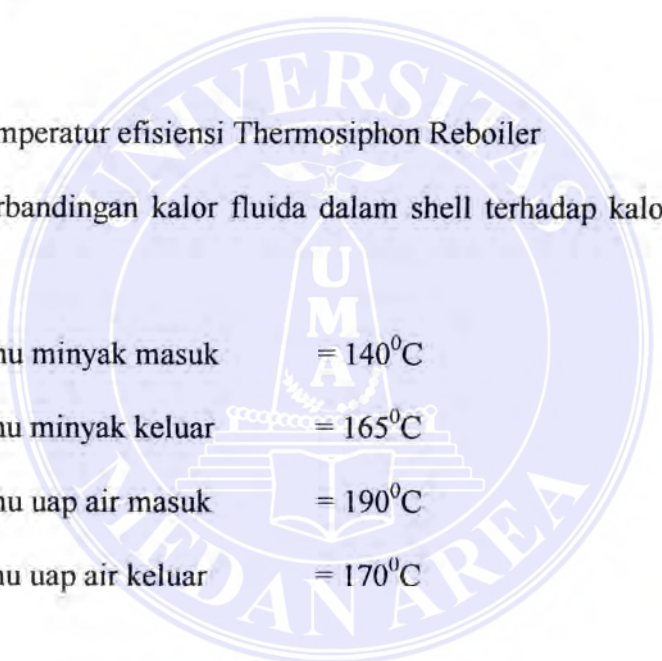
Maka :

$$P = \frac{165^0 C - 140^0 C}{190^0 C - 140^0 C}$$

$$= 0,5$$

$$R = \frac{190^0 C - 170^0 C}{165^0 C - 140^0 C}$$

$$= 0,8$$



³ Sitompul, Tunggul.M, Ir, SE, M.Sc, *Alat Penukaran Kantor*, PT. Raja Grafindo Perkasa, Jakarta, 1991, hal. 180

Dari lampiran 4, dari hubungan hasil harga P dengan harga R didapatkan faktor terhadap koreksi temperatur : $F1 = 0,875$

3.1.3. Kapasitas Minyak dalam Thermosiphon Reboiler (Q_c)

Untuk menentukan kapasitas minyak satu laluan tube (Single-Pass Tubes) dalam Thermosiphon dapat diperoleh dengan persamaan :

$$Q_{s,t} = \frac{m_c}{\rho_c} \dots\dots\dots 4$$

Dimana :

- m_c = Laju aliran massa minyak dalam tube
- ρ_c = Rapat massa jenis minyak pada temperatur ($T_c = 152,5^0C$)
- = 51,80 lbs/ft²
- = 829,81 Kg/m³

Maka :

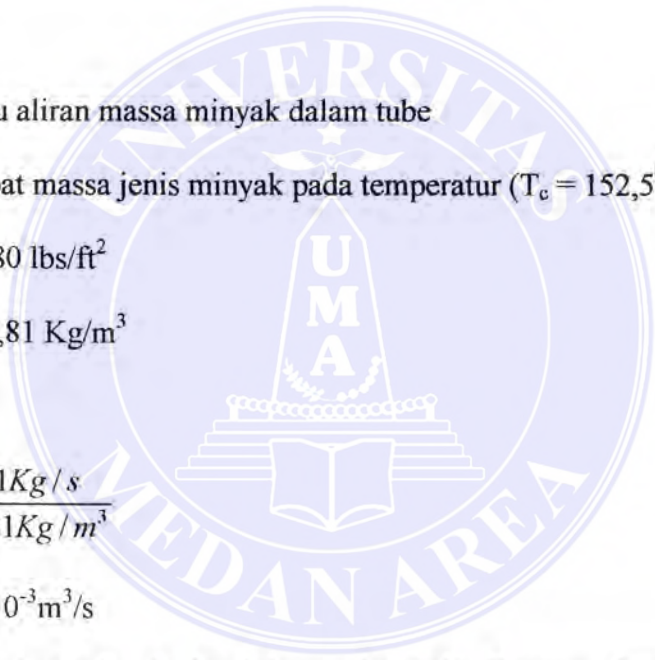
$$Q_{s,L} = \frac{1,71Kg/s}{829,81Kg/m^3}$$

$$= 2,06.10^{-3}m^3/s$$

sehngga kapasitas minyak dua laluan tube pada Thermosiphon Reboiler adalah :

$$Q_c = 2,06.10^{-3}.m^3/s \times 2 \text{ pass tube}$$

$$= 4,12.10^{-3}.m^3/s$$



3.1.4. Spesifikasi Thermosiphon Reboiler

Berdasarkan perhitungan sebelumnya maka spesifikasi Thermosiphon yang akan direncanakan adalah :

- a. Jenis Thermosiphon = Shell and Tube
- b. Jumlah Laluan = 1 – 2 panas
- c. Jenis fluida
 - ❖ Fluida panas = Uap air
 - ❖ Fluida dingin = Minyak goreng jenis soybean oil
- d. Temperatur fluida
 - ❖ Suhu uap air masuk ($T_{h,i}$) = 190°C
 - ❖ Suhu uap air keluar ($T_{h,o}$) = 170°C
 - ❖ Suhu minyak masuk ($T_{c,i}$) = 140°C
 - ❖ Suhu minyak keluar ($T_{c,o}$) = 165°C
- e. Faktor koreksi (F_t) = 0,875
- f. Kapasitas kalor (q) = 97136,97 W
- g. Kapasitas minyak total dalam tube (Q_c) = $4,12 \cdot 10^{-3} \text{m}^3/\text{s}$
- h. Laju aliran massa minyak (m_c) = 1,71 Kg/s
- i. Laju aliran massa uap (m_h) = 2,46 Kg/s

3.2. Ukuran Dimensi Thermosiphon Reboiler

Thermosiphon yang direncanakan adalah jenis shell and tube. Adapun bagian-bagian yang akan direncanakan adalah :

3.2.1. Tube (Pipa)

3.2.1.1. Jumlah Tube

Dari beberapa jenis konfigurasi tube Alat Penukar Kalor shell and tube yang ada, pada perencanaan Alat Penukar Kalor ini dipilih konfigurasi jenis Equilateral Triangle (30^0) yaitu segitiga sama sisi. Pada konfigurasi ini koefisien perpindahan kalor yang terjadi lebih tinggi dari pada jenis konfigurasi lainnya, susunan tubenyalebih kompak dan aliran fluida pada sisi shell lebih turbulen dibandingkan konfigurasi lain.



Gambar 3.1. Konfigurasi susunan tube segitiga sama sisi (30^0)

Tube yang akan digunakan dan direncanakan adalah tube “1 in” no 10 BWG dengan ukuran-ukuran sebagai berikut :

- ❖ Diameter dalam (do) : 1 in = 0,0254 m
- ❖ Diameter luar (di) : 0,732 in = 0,0186 m
- ❖ Tebal (t) : 0,134 in = 0,0034 m
- ❖ Kecepatan fluida maksimum: (V) = 0,7627 fps
= 0,23 m/s

Jumlah tube satu laluan (Single – pass tube) yang dibutuhkan dapat diperoleh dengan persamaan :

$$N_t = \frac{Q.sL}{\frac{\pi}{4}(di)^2.V} \dots\dots\dots 5$$

Dimana :

Q.sL = Kapasitas minyak dalam tube satu laluan
 = 2,06.10⁻³ m³/s

di = Diameter dalam tube = 0,0186 m

V = Kecepatan fluida minyak pada sisi tube = 0,23 m/s

Maka :

$$N_t = \frac{4 \times 2,06 \cdot 10^3 \text{ m}^3 / \text{s}}{\pi (0,0186 \text{ m})^2 \cdot 0,23 \text{ m} / \text{s}}$$

$$= 32,97 = 33 \text{ tube}$$

Direncanakan jumlah laluan tube pada Thermosiphon adalah 2 pass, maka jumlah tube pada Thermosiphon adalah :

Nt = 33 x 2 = 66 tube

3.2.1.2. Koefisien perpindahan panas konveksi pada tube (ht)

Koefisien perpindahan panas konveksi pada sisi tube dapat dianalisis dengan persamaan :

$$ht = \frac{k_c \cdot xNu_d}{di} \dots\dots\dots 6$$

⁵ Holman J.P., Josifi E. *Perpindahan Kalor*, edisi ke-6, Erlangga, Jakarta, 1988, hlm . 498
 Holman J.P., Josifi E. *Perpindahan Kalor*, edisi ke-6, Erlangga, Jakarta, 1988, hlm . 483

Dimana :

$$K_c = \text{Konduktifitas panas minyak } (T_c = 152,5^0\text{C})$$

$$= 0,133 \text{ W/m.}^0\text{C}$$

$$d_i = \text{Diameter dalam tube} = 0,0186 \text{ m}$$

$$Nu_d = (0,35 + 0,56 Re_d^{0,52}) Pr_d \dots\dots\dots^7$$

Untuk bilangan Reynold digunakan persamaan :

$$Re_d = \frac{m_c \cdot x d_i}{\rho_c \cdot A_t \cdot \nu_c} \dots\dots\dots^8$$

Dimana :

$$m_c = \text{Laju aliran massa minyak} = 1,71 \text{ Kg/s}$$

$$d_i = \text{Diameter dalam tube} = 0,0186 \text{ m}$$

$$\rho_c = \text{Rapat massa jenis minyak } (T_c = 152,5^0\text{C})$$

$$\nu_c = \text{Viskositas kinematik minyak Soybean } (\text{m}^2/\text{s})$$

$$\nu_c = \frac{\mu_c}{\rho_c}$$

$$\mu_c = \text{Viskositas dinamik } (T_c = 152,5^0\text{C})$$

$$= 3,656 \cdot 10^{-3} \text{ Kg/m.s}$$

$$\nu_c = \frac{3,656 \cdot 10^{-3} \text{ kg/m.s}}{829,81 \text{ kg/m}^3}$$

$$= 4,405 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

⁷ Bell, K.L, *Haet Exchanger Design Handbook*, Volume 3, Hennisphere, Washington DC,

$$A_t = \text{Luas laluan aliran dalam tube} = \frac{Nt \pi (di)^2}{4 \times Np}$$

Dimana :

$$Nt = 33 \text{ Tube}$$

$$Np = 2 \text{ pass}$$

$$di = 0,0186$$

Maka :

$$A_t = \frac{33 \times \pi (0,0186)^2}{4 \times 2} = 0,00448 \text{ m}^2$$

Sehingga :

$$Re_d = \frac{1,71 \text{ kg/s} \times 0,0186 \text{ m}}{829,81 \text{ kg/m}^3 \times 4,405 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}}$$

$$= 1942,25 \text{ (Aliran laminar dimana } Re_d < 2100)$$

Bilangan Prandalt pada tube (Pr_d)

Untuk mencari bilangan Prandalt pada tube digunakan persamaan :

$$Pr_d = \frac{c_{p,c} \times \mu_c}{k_c} \dots\dots\dots 9$$

Dimana :

$$c_{p,c} = \text{Panas jenis minyak (T,c = 152,5}^0\text{C)}$$

$$= 2272,21 \text{ j/kg.}^0\text{C}$$

$$\mu_c = \text{Viskostas dinamik minyak (T,c=152,5}^0\text{C)}$$

$$= 3,656 \cdot 10^{-3} \text{ kg/m.s}$$

$$k_c = \text{Konduktifitas panas minyak } (T_c = 152,5^{\circ}\text{C})$$

$$= 0,133 \text{ W/m}^{\circ}\text{C}$$

Maka :

$$Pr_d = \frac{2272,21 \text{ j/kg} \cdot ^{\circ}\text{C} \times 3,656 \cdot 10^{-3} \text{ kg/m} \cdot \text{s}}{0,133 \text{ W/m} \cdot ^{\circ}\text{C}} = 62,46$$

Sehingga :

$$Nu_d = (0,35 + 0,56 Re_d^{0,52}) Pr_d^{0,3} \dots \text{Literatur 10 hal 635}$$

$$= \{0,35 + 0,56 (1942,25)^{0,52} (62,46)^{0,3}\}$$

$$= 99,61$$

Maka, koefisien perpindahan kalor konveksi pada sisi tube adalah :

$$ht = \frac{k_c \times Nu_t}{di}$$

$$ht = \frac{0,133 \text{ W} \cdot \text{m} \cdot ^{\circ}\text{C} \times 99,61}{0,0186 \text{ m}}$$

$$= 712,26 \text{ W/m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$$

3.2.2. Shell (Cangkang)

Shell merupakan rumah untuk bundelan tube, antara shell dan bundelan tube terdapat fluida yang menerima atau melepas panas. Pada perencanaan ini fluida yang mengalir diantara shell dan bundelan tube adalah uap jenuh air. Dari segi pembuatannya, shell dapat dikelompokkan menjadi :

- ❖ Shell yang terbuat dari pipa
- ❖ Shell yang terbuat dari pelat

Shell yang berukuran besar dibuat dari pelat yang dirol dan dilas, sedangkan untuk ukuran kecil dibuat dari pipa standard.

3.2.2.1. Dimensi shell

Besar diameter pada sisi dalam sheet sangat tergantung pada susunan tube, dimana perencanaan ini digunakan tube susunan segitiga sama sisi (30⁰) dan jarak tiap tube (tube pitch) “1 ¼ in = 1,25 in” untuk OD = 1 in, maka dari tabel lay out tube (lampiran 6) dipilih :

- ❖ Jumlah tube = 66 buah
- ❖ Diameter dalam shell (di) = 13,25 in = 0,3365 m
- ❖ Diameter luar shell (do) = 14 in = 0,3365 m
- ❖ Tabel shell no. schedule 20 = 0,375 in = 0,0095 m

3.2.2.2. Koefisien, perpindahan panas pada sisi shell (h_s)

Koefisien perpindahan panas pada sisi shell dapat dianalisis dengan persamaan :

$$h_s = \frac{Nu_s \cdot k_h}{De} \dots\dots\dots 10$$

Dimana :

Nu_s = Bilangan Nuselt pada shell = 0,023 Re_s^{0,8} Pr⁰

n = 0,4 untuk pemanasan

untuk mencari bilangan Reynold digunakan persamaan :

$$Re_s = \frac{m_h \cdot xDe}{P_h \cdot A_s \cdot v_h} \dots\dots\dots 11$$

$$= 0,25 \text{ in}$$

$$= 0,00635 \text{ m}$$

B = Jarak antar sekat (m)

B = Di (maksimum baffle spacing) = 0,3365 m

Maka :

$$A_s = \frac{0,3365 \times 0,00635 \times 0,3365 \text{ m}}{0,03175 \text{ m}} = 0,02265 \text{ m}^2$$

Sehingga :

$$Re_s = \frac{2,45 \text{ kg/s} \times 0,024 \text{ m}}{0,4875 \text{ kg/m}^3 \times 0,0226 \text{ m}^2 \times 3,15 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}} = 173663,11$$

Pr_s = 1,008 (dari tabel uap air)

Maka :

$$Nu_s = 0,023 (173663,11)^{0,8} (1,008)^{0,4} = 358,82$$

k_h = 0,0295 (dari tabel uap)

Maka, koefisien perpindahan panas konveksi pada sisi shell

$$h_s = \frac{358,82 \times 0,0295 \text{ W/m} \cdot \text{C}}{0,0246 \text{ m}} = 430,29 \text{ W/m}^2 \cdot \text{C}$$

3.2.2.3. Koefisien perpindahan panas menyeluruh pada Thermosiphon (U)

Besarnya Koefisien perpindahan panas menyeluruh pada Thermosiphon persatuan luas aliran, dapat diperoleh dengan persamaan :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_s} + \frac{do \ln(do/di)}{2 \times \pi \times k_i} + \frac{do}{di} \times \frac{1}{h_i}} \dots \dots \dots \text{Literatur 2 hal 482}$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{1}{\frac{1}{430,29} + \frac{0,0254 \ln(0,0254/0,0186)}{2 \times \pi \times 188,26} + \frac{0,0254}{0,0186} \times \frac{1}{712,26}} \\
 &= 235,40 \text{ W/m}^2 \cdot \text{ } ^\circ\text{C}
 \end{aligned}$$

3.2.2.4. Temperatur rata-rata Logaritma (ΔTRL)

Untuk mencari beda temperatur rata-rata logaritma digunakan persamaan :

$$\begin{aligned}
 \Delta TRL &= \frac{(Th,i - tc,o) - (Th,-tc,i)}{\text{Ln}\left(\frac{Th,i - tc,o}{Th,o - tc,i}\right)} \dots\dots\dots 13 \\
 &= \frac{(190 - 165) - (170 - 140)}{\text{Ln}\left(\frac{190 - 165}{170 - 140}\right)} \\
 &= \frac{25 - 30}{\text{Ln}\left(\frac{25}{30}\right)} \\
 &= 27,42^\circ\text{C}
 \end{aligned}$$

3.2.2.5. Luas bidang perpindahan panas pada Thermosiphon Reboiler (A)

Untuk menghitung luas bidang perpindahan panas pada Thermosiphon Reboiler digunakan persamaan :

$$\begin{aligned}
 A &= \frac{q}{F \times \Delta TRL \times U} \dots\dots\dots 14 \\
 &= \frac{97136,97W}{0,875 \times 27,42^\circ\text{C} \times 235,40W / \text{m}^2 \cdot \text{ } ^\circ\text{C}} \\
 &= 17,19 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

¹³ Sitompul, Tunggul, M, Ir, SE, M.Sc, *Alat Penukaran Kantor*, PT. Raja Grafindo Perkasa, Jakarta, 1993, hlm . 178

¹⁴ Holman, J.P. Josifi, E. *Perpindahan Kalor*, edisi ke-6, Erlangga, Jakarta, 1988, hlm . 49

3.2.2.6. Panjang Tube (L)

$$\begin{aligned}
 L &= \frac{A}{N \times \pi \times 0,0254m} \dots\dots\dots 15 \\
 &= \frac{17,19m^2}{66 \times \pi \times 0,0254m} \\
 &= 3,25 \text{ m}
 \end{aligned}$$

3.2.2.7. Efektivitas Thermosiphon Reboiler

Untuk mendapatkan Efektivitas Thermosom Reboiler digunakan persamaan :

$$\epsilon = \frac{q_{actual}}{q_{maksimum}}$$

q_{actual} = Kapasitas kalor yang sebenarnya (W)
 = 97136,97 W

q_{maksimum} = Kapasitas kalor maksimum yang dapat terjadi didalam Thermosiphon Reboiler

$$q_{maksimum} = (m_c)_{min} (\text{Thermosiphon Reboiler}^{-1} \cdot \text{C}^{-1})$$

Untuk mencari m_c minimum ditentukan :

Untuk uap air :

$$\begin{aligned}
 C_h &= m_h \times c_{p_h} \\
 &= 2,46 \text{ kg/s} \times 1981 \text{ j.kg}^{-1} \cdot \text{C}^{-1} \\
 &= 4853,45 \text{ j/s} \cdot \text{C}^{-1}
 \end{aligned}$$

Untuk Minyak :

$$\begin{aligned} C_h &= m_h \times c_{p_h} \\ &= 1,71 \text{ kg/s} \times 2272,21 \text{ j.kg}^{-1} \cdot ^\circ\text{C} \\ &= 2885,47 \text{ j/s} \cdot ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Sehingga minyak merupakan fluida minimum, maka:

$$\begin{aligned} Q_{\text{maksimum}} &= 3885,47 \text{ j/kg} \cdot ^\circ\text{C} (190 - 140) \cdot ^\circ\text{C} \\ &= 194273,5 \text{ j/s} \end{aligned}$$

Maka, efektivitas Thermosiphon Reboiler dapat dicari sebagai berikut :

$$\varepsilon = \frac{97136,97 \text{ j/s}}{194273,5 \text{ j/s}} = 0,50 \times 100 \%$$

$$\varepsilon = 50 \%$$

3.2.3. Tube Sheet (Pelat Tube)

Tube sheet merupakan tempat untuk mengikat tube (bundle tube). Pelat tube ini dilubangi dengan diameter sedikit lebih besar dari diameter luar tube, ini dilakukan untuk mengatasi pemuaian tube yang dikarenakan tegangan thermal dari suhu fluida yang tinggi.

Tube dimasukkan kedalam lubang tersebut lalu diikat. Cara pengikatan bermacam-macam seperti pengikatan rol, las, ferule, dan lain-lain. Biasanya tube sheet dibuat dari satu pelat saja. Untuk bahan-bahan berbahaya dan bersifat korosi seperti chlorine, hidrogen, chloride, sulfur dioxide, dan lain-lain, dimana terjadi percampuran akibat bocoran dari sisi shell ke sisi tube atau sebaliknya yang

Untuk Minyak :

$$\begin{aligned}
 C_h &= m_h \times c_{p_h} \\
 &= 1,71 \text{ kg/s} \times 2272,21 \text{ j.kg.}^{\circ}\text{C} \\
 &= 28885,47 \text{ j/s.}^{\circ}\text{C}
 \end{aligned}$$

Sehingga minyak merupakan fluida minimum, maka:

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{maksimum}} &= 3885,47 \text{ j/kg}^{\circ}\text{C} (190 - 140)^{\circ}\text{C} \\
 &= 194273,5 \text{ j/s}
 \end{aligned}$$

Maka, efektivitas Thermosiphon Reboiler dapat dicari sebagai berikut :

$$\varepsilon = \frac{97136,97 \text{ j/s}}{194273,5 \text{ j/s}} = 0,50 \times 100 \%$$

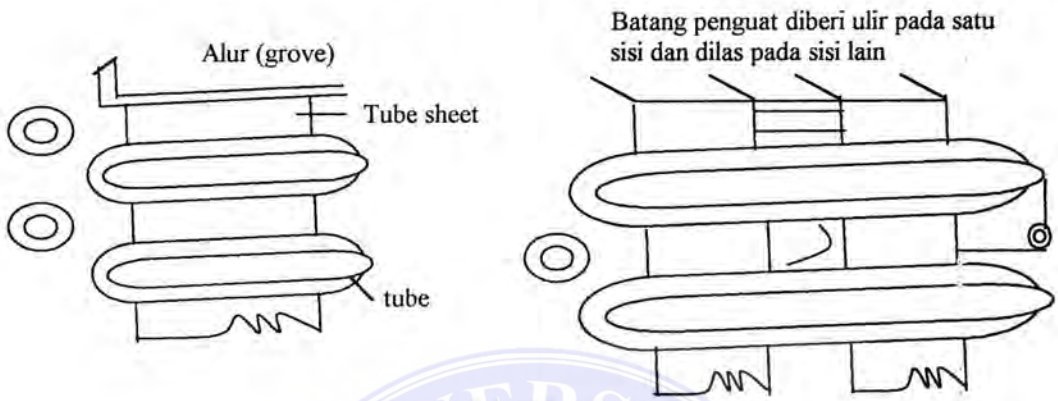
$$\varepsilon = 50 \%$$

3.2.3. Tube Sheet (Pelat Tube)

Tube sheet merupakan tempat untuk mengikat tube (bundle tube). Pelat tube ini dilubangi dengan diameter sedikit lebih besar dari diameter luar tube, ini dilakukan untuk mengatasi pemuaian tube yang dikarenakan tegangan thermal dari suhu fluida yang tinggi.

Tube dimasukkan kedalam lubang tersebut lalu diikat. Cara pengikatan bermacam-macam seperti pengikatan rol, las, ferule, dan lain-lain. Biasanya tube sheet dibuat dari satu pelat saja. Untuk bahan-bahan berbahaya dan bersifat korosi seperti chlorine, hidrogen, chloride, sulfur dioxide, dan lain-lain, dimana terjadi percampuran akibat bocoran dari sisi shell ke sisi tube atau sebaliknya yang

menimbulkan bahaya, maka tube sheet sering dibuat dari pelat ganda (double sheet) pada gambar 3.2.



Gambar 3.2. Tube Sheet

Keterangan Gambar :

- a. Pelat tube tunggal
- b. Pelat tube ganda

Pada perencanaan ini fluida yang digunakan bahan yang berbahaya, sehingga tube sheet besarnya akan dipakai cukup dibuat dari satu pelat saja. Diameter tube sheet besarnya sama dengan diameter dalam shell, sehingga dimensi dari tube sheet dapat diperoleh :

- ❖ Diameter tube sheet (d) = 13,25 in = 0,3365 m
- ❖ Tebal tube sheet (t) = 0,375 in = 0,0095 m
- ❖ Bahan stainless steel dengan tegangan izin
- ❖ Tebal pelat dapat dihitung dengan mempertimbangkan kemungkinan bengkakan :

$$t = \frac{F \cdot d}{2} \left(\frac{P}{\sigma} \right)^{1/2} \dots\dots\dots 16$$

Dimana :

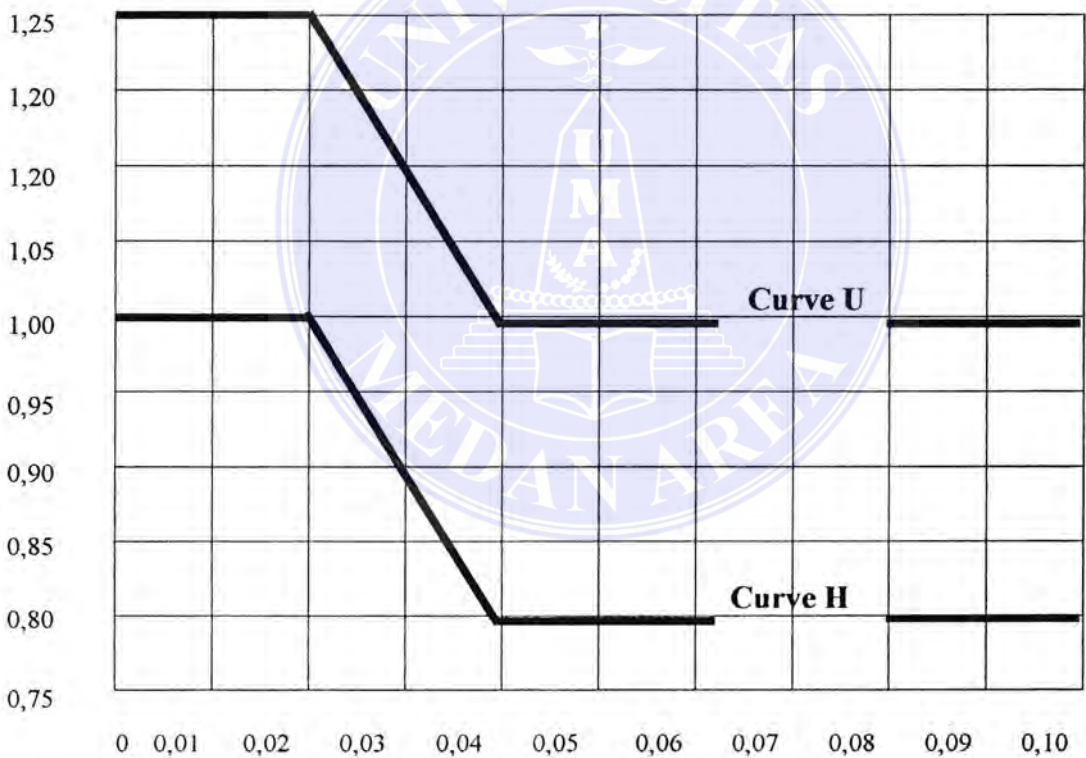
$P =$ Tekanan kerja uap masuk pada Thermosiphon Reboiler = 6 kg/cm^2

$F =$ Konstanta perbandingan tebal shell dengan diameter dalam shell.

$$\frac{t}{di} = \frac{0,0095}{0,3365}$$

$$= 0,028$$

$$= 0,93 \text{ (dari gambar 3.3 untuk } t/di = 0,028 \text{)}$$



Gambar 3.3. Grafik untuk bundle bentuk U, Fixed tube dan Floating Head

Maka tebal pelat tube yang direncanakan dapat ditentukan dengan :

$$t = \frac{0,93 \times 0,3365 m}{2} \left(\frac{6 kg/cm^2}{1230,25 kg/cm^2} \right)^{1/2}$$

$$= 0,0109 m$$

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 19/7/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber

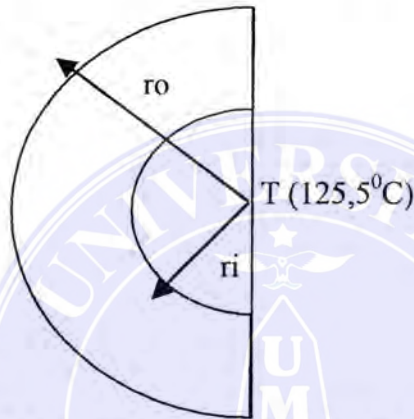
2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah

3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area

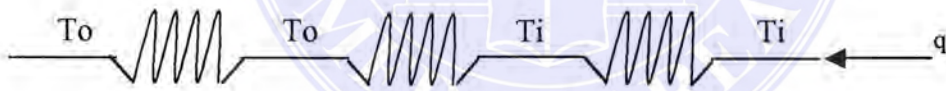
Access From (repository.uma.ac.id) 19/7/24

3.2.4. Isolasi

Apabila kalor yang merambat melalui dinding shell, dan seterusnya mengalir ke lingkungan dengan jumlah yang terlalu besar sangat merugikan, karena dapat mengganggu proses penyerapan kalor pada minyak penggorengan, ini dapat dilihat gambar 3.4. sebagai berikut :



Gambar 3.4. Kalor yang merambat melalui dinding shell



$$\frac{1}{h\sigma \cdot A_o} + \frac{Ln(D_o / D_i)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot s \cdot L} + \frac{1}{h, s \cdot A_i}$$

Besarnya kalor yang mengalir ke lingkungan ini dapat dihitung dengan persamaan berikut :

$$q = \frac{(T_i - T_m)}{\frac{1}{h_m \cdot A_o} + \frac{Ln D_o / D_i}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot s \cdot L} + \frac{1}{h, s \cdot A_i}} \dots\dots\dots 17$$

Dimana :

$$T_i = \text{Suhu uap air rata-rata} = 180^{\circ}\text{C}$$

$$t_{\infty} = \text{Suhu lingkungan} = 30^{\circ}\text{C}$$

$$h_{\infty} = \text{Koefisien perpindahan panas konveksi bebas} (2 + 25) \text{ W/m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$$

$$\begin{aligned} h_{\infty} &= \text{Koefisien perpindahan panas konveksi bebas} (2 + 25) \text{ W/m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C} \\ &= 5 \text{ W/m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C} \text{ (diambil)} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} h_{,s} &= \text{Koefisien perpindahan panas konveksi pada sisi shell} \\ &= 430,29 \text{ W/m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C} \end{aligned}$$

$$D_o = \text{Diameter luar shell} = 14 \text{ in} = 0,3556 \text{ m}$$

$$D_i = \text{Diameter dalam shell} = 13,25 \text{ in} = 0,3365 \text{ m}$$

$$L = \text{Panjang shell} = 3,26 \text{ m}$$

$$\begin{aligned} A_o &= \text{Luas bidang perpindahan panas sisi luar shell} = \pi \cdot D_o \cdot L \\ &= 3,14 \cdot 0,3556 \text{ m} \cdot 3,26 \text{ m} \\ &= 3,64 \text{ m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} A_i &= \text{Luas bidang perpindahan panas sisi dalam shell} = \pi \cdot D_i \cdot L \\ &= 3,14 \cdot 0,3365 \text{ m} \cdot 3,26 \text{ m} \\ &= 3,44 \text{ m} \end{aligned}$$

k = konduktivitas Thermal bahan stainless steel pada suhu

$$\begin{aligned} &= \frac{T_i + T_{\infty}}{2} \\ &= \frac{(180 + 30)^{\circ}\text{C}}{2} \\ &= 105^{\circ}\text{C} \end{aligned}$$

$$k = 43,05 \text{ W/m}^{\circ}\text{C}$$

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 19/7/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber

2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah

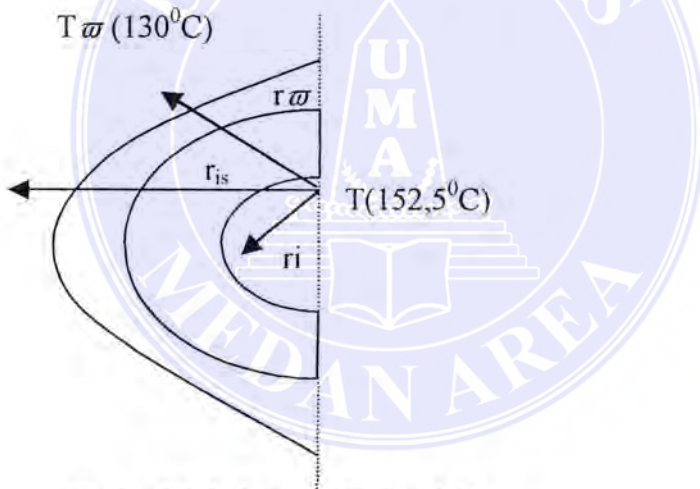
3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area

Maka :

$$q = \frac{(180 - 130)}{\frac{1}{5.3,64} + \frac{\ln 0,3556/0,3365}{2.\pi.43,05.3,26} + \frac{1}{430,29.3,44}}$$

$$= 2693,80 \text{ W}$$

Bocoran kalor sebesar 2693,80 W dapat mengakibatkan kalor yang diserap minyak penggorengan akan berkurang. Untuk mengatasi bocoran kalor yang terlihat pada gambar 3,5 dengan menggunakan lampiran 13 dan 14 bahwa Isolasi pada temperatur 180⁰C (356⁰F) dipilih papan gelas serat dengan spesifikasi C281.



Gambar 3.5. Isolasi pada dinding shell



$$\frac{1}{h_w.A_{is}} \cdot \frac{\ln(D_o/D_i)}{2.\pi.k_{is}.L} \cdot \frac{\ln(D_o/D_i)}{2.\pi.k_s.L} \cdot \frac{1}{h_s.A_i}$$

Sehingga bocoran kalor dapat dihitung dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$q = \frac{(T_i - T_w)}{\frac{1}{h_w \cdot A_{is}} + \frac{LnD_{is} / Do}{2 \cdot \pi \cdot k_{is} \cdot L} + \frac{LnDo / Di}{2 \cdot \pi \cdot k_{is} \cdot L} + \frac{1}{h_s \cdot A_i}}$$

Dimana :

h_w = Koefisien perpindahan panas konveksi bebas = $0,5 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$

t = Tebal isolasi pada temperatur kerja maksimum ($T_i = 180^\circ\text{C}$)

= 1,5 in = 0,0381 m (Lampiran 15)

D_{is} = Diameter Isolasi = $Do + 2 \cdot t = 17 \text{ in} = 0,4318 \text{ m}$

L = Panjang isolasi dengan panjang shell = 3,26 m

A_{is} = Luas bidang perpindahan panas pada sisi luar isolasi

$$= \pi \cdot D_{is} \cdot L$$

$$= 3,14 \cdot 0,4318 \cdot 3,26$$

$$= 4,42 \text{ m}^2$$

k_{is} = Konduktifitas bahan isolasi pada temperatur

$$= \frac{180 + 130}{2} = 105^\circ\text{C}$$

= Dipilih bahan dari papan gelas serat (Lampiran 13)

$$= 3,615 \cdot 10^{-3} \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$$

Maka :

$$q = \frac{(180 - 130)}{\frac{1}{5,3,64} + \frac{Ln(0,4318/0,3556)}{2 \cdot \pi \cdot 3,165 \cdot 10^{-3} \cdot 3,26} + \frac{Ln(0,3556/0,3365)}{2 \cdot \pi \cdot 43,05 \cdot 3,26} + \frac{1}{430,29 \cdot 3,44}}$$

$$= 486,49 \text{ W}$$

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 19/7/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber

2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah

3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area

Maka demikian persentase kalor yang diserap minyak adalah :

$$\frac{q_u - q_i}{q_u} \times 100\%$$

Dimana :

$$q_u = \text{Kalor yang dilepas uap air} = 97136,97 \text{ W}$$

$$q_i = \text{Bocoran kalor ke lingkungan} = 486,49 \text{ W}$$

Maka :

$$\frac{q_u - q_i}{q_u} \times 100\% = \frac{97136,97 - 486,49}{97136,97} \times 100\% = 99,49 \%$$

Pemasangan isolasi ini dilakukan dengan proses pengepresan oleh mesin pres sampai melekat dengan kuat dan rapat pada dinding shell.

3.2.5. Sekat (Baffle)

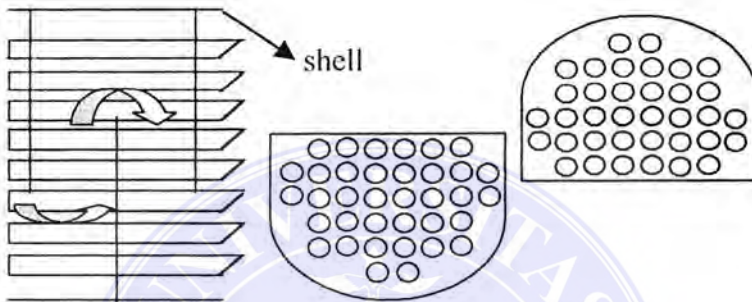
Sekat (Baffle) yang dipasang pada Alat Penukar Kalor mempunyai beberapa fungsi, yaitu :

1. Struktur untuk menahan tube bundel
2. Damper untuk menahan atau mencegah terjadinya getaran (Vibration) pada tubes.
3. Sebagai alat untuk mengontrol dan mengarahkan aliran fluida yang mengalir diluar tube (shell slide)

Fungsi tersebut satu sama lain harus diperketat persyaratannya untuk tujuan-tujuan khusus. Pada perencanaan Thermosiphon ini getaran yang timbul pada tube dapat diabaikan karena getaran sangat kecil sekali.

3.2.5.1. Jenis Sekat

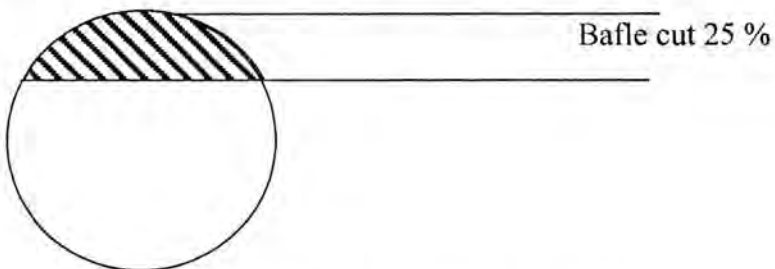
Sekat yang dipergunakan dalam perencanaan ini adalah sekat yang terbuat dari pelat berbentuk segmen tunggal yang dipasang tegak lurus terhadap tube, seperti pada gambar 3.6. berikut :



Gambar 3.6. Sekat Segmen Tunggal

3.2.5.2. Baffle Cut

Ujung sekat tersebut dipotong atau disebut juga dengan baffle cut atau baffle window (jendela sekat) bertujuan untuk mengarahkan aliran uap tersebut. Besarnya pemotongan sekat berkisar antara 15 – 45%. Dalam perencanaan ini pemotongan sekat adalah 25%. Ini dipilih dikarenakan pada kondisi ini akan terjadi perpindahan panas yang baik, serta penurunan tekanan (pressure drop) tidak terlalu besar.



Gambar 3.7. Pemotongan Sekat dengan 25 %

3.2.5.3. Jarak Antar Sekat

Dalam perencanaan ini menentukan jarak antara sekat dengan sekat sangat penting, sebab hal ini akan langsung mempengaruhi banyaknya lintasan fluida yang melintang diluar tube, kalau N_b merupakan jumlah sekat maka lintasan melintang pada tube adalah $(N_b + 1)$. Jarak antar sekat (Baffle Spacing) dikenal dua macam yaitu :

1. Jarak antar sekat maksimum (maximum spacing) $B =$ diameter dalam shell (D_i)
2. jarak antara sekat minimum (minimum spacing) $B = 0,5$ diameter dalam shell atau 2 in atau lebih besar.

Dalam perencanaan ini jarak antar sekat yang dipergunakan adalah jarak antar sekat maksimum, ini dipilih untuk mendapatkan jarak sekat yang ideal dalam mengarahkan aliran uap, apabila jarak antar sekat itu dibuat terlalu jarang maka aliran fluida akan aksial sehingga tidak ada aliran yang melintang, sebaliknya kalau jarak antar sekat dibuat terlalu sempit maka akan menimbulkan bocoran yang berlebihan antar sekat dengan shell.

3.2.5.4. Tebal Sekat

Untuk menentukan tebal sekat TEMA Standards (Standards of Tubulator Exchanger Manufactures Association), telah membuat ukuran-ukuran tebal pelat sekat yang dapat

dipergunakan. Ukuran yang dibuat disebut merupakan tebal pelat minimum. Bahan yang dipergunakan untuk sekat adalah stainless steel (Baja Tahan Karat).

Tabel 3.9. ukuran tebal sekat standard TEMA

Tipe	Diameter Nominal	Tebal Pelat Sekat (Inch)					
		Jarak antara sekat pada diameter penuh					
		12	12-24	24-36	36-48	48-60	60
C	6 – 14	1/8	3/16	3/16	1/4	3/8	3/8
C	15 – 28	3/16	1/4	1/4	3/8	3/8	1/2
C	29 – 38	1/4	5/16	5/16	3/8	1/2	5/8
C	39 – 60	1/4	3/8	3/8	1/2	5/8	5/8

Sumber : Ir. Tunggul M. Sitompul

Tabel pelat sekat diperoleh dengan menggunakan tabel diatas sesuai dengan ID shell yaitu 14 in dan baffle spacing = 13,25 in, maka diperoleh $t = 1/8 = 0,125$ m.

3.2.5.5. Jumlah Sekat (Number of Baffle = Nb)

Untuk menentukan jumlah sekat dapat diperoleh dengan

$$\text{persamaan : } Nb = \frac{L}{B} - 1 \dots\dots\dots 18$$

Dimana :

L = Panjang tube = 3,26 m

B = Jarak sekat = 0,3365 m

Maka :

$$Nb = \frac{3,26m}{0,3365} - 1$$

$$= 8 \text{ Sekat}$$

3.2.5.6. Ruang Bebas dan Turbulensi Sekat

Sekat merupakan penyangga pada tube yang dimasukkan dalam shell dari suatu penukar kalor, sehingga antar shell dan sekat harus ada kelonggaran. Kelonggaran tersebut bisa diatur sedemikian rupa agar kebocoran fluida antara sekat dengan shell tidak terlalu besar.

Tabel 3.10 Ruang bebas dan toleransi sekat untuk APK

Tabel Dalam Shell Ds	Diameter Sekat	Toleransi
Shell dibuat dari pipa		
6 – 25 Inchi	DS – 1/16 Inchi	+ 1/32 Inchi
151 – 635 mm	Ds – 1,66 mm	+ 0,8 mm
Shell dibuat dari pelat		
6 – 25 Inchi	Ds – 1/8 Inchi	+ 0 – 1/32 Inchi
152 – 365 mm	Ds – 3,2 mm	0 – 0,8 mm
27 – 42 Inchi	Ds – 3/16 Inchi	+ 0 – 1/16 Inchi
686 – 1076 mm	Ds – 4,8 mm	+ 0,1,6 mm

Sumber : Ir. Tunggul M. Sitompul

$$\begin{aligned}
 D_{\text{sekat}} &= D_s - 1/16 \text{ in} \\
 &= 13,25 \text{ in} - 1/16 \text{ in} \\
 &= 13,1875 \text{ in} \\
 &= 0,3349 \text{ m}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Toleransi} &= 1/32 \text{ in} \\
 &= 0,8 \text{ mm} = 0,00079 \text{ m}
 \end{aligned}$$

3.2.6. Nosel

Pada perencanaan nosel ini berfungsi untuk saluran pemasukan minyak soybean dan uap, dimana ukuran dari nosel tersebut tidak sama antara nosel uap dan nosel pada minyak soybean, maka perlu dilakukan perhitungan pada masing-masing nosel.

a. Nosel untuk saluran minyak soybean masuk

Pada perencanaan ini ukuran nosel ialah 1/5 x diameter luar shell yaitu :

$$\begin{aligned}
 D_n &= 0,2 \times 0,3556 \text{ m} \\
 &= 0,07112 \text{ m}
 \end{aligned}$$

dan bahan nosel tersebut dari stainless steel 303 A. Ukuran dari nosel tersebut direncanakan sama untuk saluran masuk dan keluar. Maka untuk menghitung tebal dari nosel tersebut dipergunakan persamaan :

$$t_{mi} = \frac{P_{msm} \cdot Rn}{\sigma \cdot E + 0,4 \cdot P_m} + CA \dots\dots\dots 19$$

¹⁹ Josep Edward Shinghley and Charles.R. Mischke, *Mechanical Engineering Design*, UNIVERSITAS MEDAN AREA, Mc Graw-Hill Book Company, Ney York, 1989, hlm . 230

Dimana :

T_{nm} = Tebal Nosel

P_{msm} = Tekanan minyak soybean masuk

$$= 5 \text{ kg/cm}^2$$

$$= 0,49 \text{ Mpa}$$

σ = Tegangan tarik izin

$$= \frac{S}{n}$$

S = Uield Strength = 241 Mpa

n = Faktor keamanan = (1 – 5)

$$= 1,5 \text{ (diambil)}$$

$$\sigma = \frac{241}{1,5} = 120,5 \text{ Mpa}$$

R_n = Jari-jari luar nosel

$$= 0,03556 \text{ m}$$

E = Faktor sambungan = 1,16

CA = Faktor korosi = 0,003

Maka :

$$t_{nm} = \frac{0,49 \times 0,03556}{120,5 \times 1,16 + 0,4 \times 0,49} + 0,003$$

$$t_{nm} = 3,18 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$= 3,18 \text{ mm}$$

Maka diameter dalam nosel adalah :

$$\begin{aligned}
 D_{ni} &= D_{no} - 2.t \\
 &= 0,0711 - 2 \cdot 0,00318 \\
 &= 0,0647 \text{ m}
 \end{aligned}$$

b. Nosel untuk uap

Nosel pada uap juga sangat berpengaruh terhadap masuk dan keluarnya uap dari shell. Ukuran dari diameter nosel masuk dan keluar pada perencanaan ini sama, untuk menghitung tebal dari nosel tersebut dengan persamaan :

$$t_{nu} = \frac{P_s \cdot x R_{nu}}{\sigma \cdot E + 0,4} + CA \dots\dots\dots 20$$

Dimana :

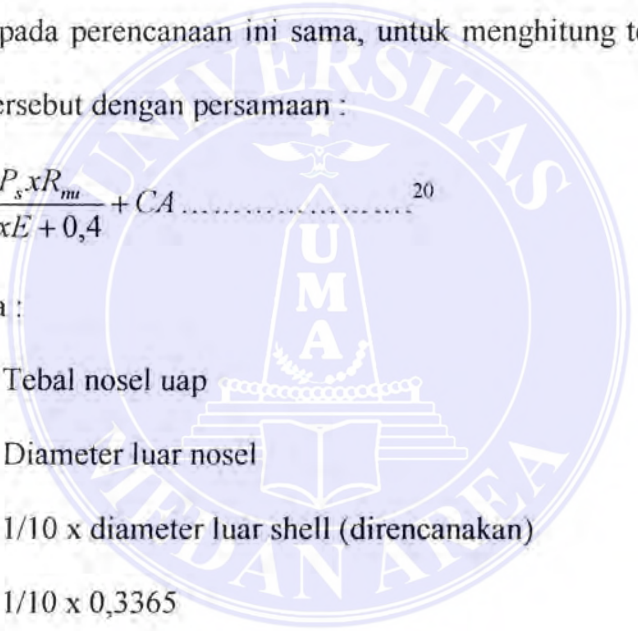
t_{nu} = Tebal nosel uap

D_{nuo} = Diameter luar nosel
 = 1/10 x diameter luar shell (direncanakan)
 = 1/10 x 0,3365
 = 0,03556 m

σ = Tegangan tarik ijin untuk bahan Stainless Steel 3003A
 = 120,6 Mpa

E = Faktor sambungan = 1,16

P_s = Tekanan pada shell
 = 6 kg/cm²



²⁰ Josep Edward Shinghley and Charles.R. Mischke, *Mechanical Engineering Design*, Graw-Hill Book Company, New York, 1989, hlm . 232

$$= 0,588 \text{ Mpa}$$

$$CA = \text{Faktor koreksi} = 0,003$$

$$R_{nu} = \text{Jari-jari nosel} = 0.01778 \text{ m}$$

Maka :

$$t_{nu} = \frac{0,588 \times 0,01778}{120,5 \times 1,16 + 0,4} + 0,003$$

$$= 3,07 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$= 3,07 \text{ mm}$$

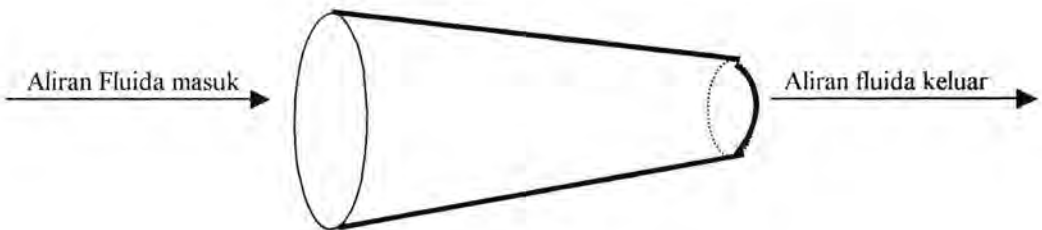
Maka diameter dalam nosel adalah :

$$D_{nui} = D_{nuo} - 2 \cdot t_{nu}$$

$$= 0,03556 \text{ m} - 2 \times 0,00307$$

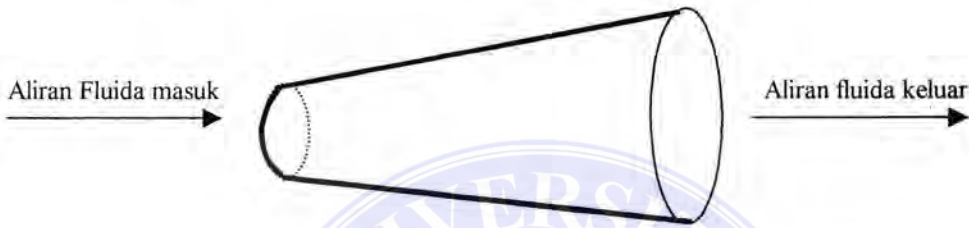
$$= 0,0294 \text{ m}$$

Dalam perencanaan ini nosel untuk saluran masuk minyak soybean dan uap adalah bentuk nosel konvergen, yaitu pengecilan diameter pada arah aliran keluar dimana fungsinya untuk mengatur laju aliran massa minyak dan uap serta memenuhi kebutuhan minyak dan uap pada Thermosiphon lebih terkendali dan efektif, ini dapat dilihat pada gambar 3. 8



Gambar 3.8. Nosel Konvergen

Sedangkan untuk nosel saluran minyak dan uap keluar adalah bentuk nosel divergen, yaitu pengecilan diameter pada aliran masuk fluida dimana fungsinya untuk mempercepat penyaluran dan sirkulasi minyak goreng pada mesin penggorengan mie instant, dapat dilihat pada gambar 3.9



Gambar 3.9. Nosel Divergen

3.3. Penurunan Tekanan (Pressure Drop)

Penurunan tekanan ini dipengaruhi pipa, kecepatan aliran fluida, diameter pipa, faktor gesekan, gravitasi, jumlah sekat yang terdapat pada shell, dan jumlah lintasan fluida menyeberangi sekat.

3.3.1. Penurunan Tekanan Pada Sisi Tube (ΔP_s)

Sebelum mencari penurunan tekanan pada sisi tube, maka terlebih dahulu dicari yaitu :

a. Faktor gesekan

Untuk menentukan faktor gesekan, maka ditentukan dahulu bilangan Reynold :

$$\begin{aligned}
 Re_d &= \frac{m_c \times d_i}{\rho_c \times A_i \times v_c} \dots\dots\dots 21 \\
 &= \frac{1,71 \text{ kg/s} \times 0,0186 \text{ m}}{892,81 \text{ kg/m}^3 \times 0,00448 \text{ m}^2 \times 4,405 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}} \\
 &= 1942,25 \text{ (Aliran laminar : } Re_d < 2100)
 \end{aligned}$$

Karena alirannya laminar maka digunakan rumus dari Diagram Moody :

$$\begin{aligned}
 f &= \frac{64}{Re_d} \\
 &= \frac{64}{1942,25} \\
 &= 0,032
 \end{aligned}$$

b. Kecepatan aliran fluida minyak di dalam tube

Kecepatan aliran minyak didapat dari Tabel diameter tube (OD = 1 in no 10 BWG) sebagai berikut :

$$v = 0,23 \text{ m/s}$$

c. Rapat massa jenis minyak soybean (P,c)

Rapat massa jenis minyak pada suhu (T,c = 152,5⁰C)

$$\rho_c = 829,81 \text{ kg.m}^3$$

d. Panjang tube

Panjang tube sudah ditentukan sebelumnya yaitu :

$$L = 3,26 \text{ m}$$

e. Jumlah laluan minyak (N_p)

$$N_p = 2 \text{ Pass}$$

f. Gravitasi (g_c)

$$g_c = 9,81 \text{ m/s}$$

g. Diameter dalam tube

$$D_i = 0,0186 \text{ m}$$

Maka :

Penurunan tekanan pada sisi tube dapat ditentukan dengan persamaan :

$$\begin{aligned} \Delta P_t &= \frac{P_c \times V_t^2 \times f_c \times L \times N_p}{2 \times g_c \times d_i} \dots\dots\dots 22 \\ &= \frac{829,81 \text{ kg/m}^3 \times (0,032 \times 3,26 \text{ m})^2}{2 \times 9,81 \text{ m/s} \times 0,0186 \text{ m}} + 4 \times 2 \\ &= 33,09 \text{ Pa} \\ &= 0,000337 \text{ kg/cm}^2 \end{aligned}$$

3.3.2. Penurunan Tekanan Pada Sisi Shell (ΔP_s)

Untuk menentukan penurunan tekanan pada sisi shell, maka terlebih dahulu dicari :

a. Faktor gesekan

Untuk menentukan faktor gesekan terhadap shell, maka terlebih dahulu dicari bilangan Reynold dengan persamaan sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 Re_s &= \frac{m_h \times De}{\rho_h \times A_s \times v_h} \dots\dots\dots 23 \\
 &= \frac{2,45 \text{ kg / s} \times 0,0246 \text{ m}}{0,4875 \text{ kg / m}^3 \times 0,0226 \text{ m}^2 \times 3,15 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 / \text{s}} \\
 &= 173663,11 \text{ (Aliran Turbulen : } Re_y > 6000)
 \end{aligned}$$

Karena alirannya turbulen maka faktor gesekan dapat dicari dengan persamaan berikut :

$$\begin{aligned}
 f &= 1,79 \times Re_s^{-0,19} \\
 &= 1,79 (173663,11)^{-0,19} \\
 &= 0,18
 \end{aligned}$$

b. Kecepatan aliran uap didalam shell (V,h)

$$V_h = \frac{m_h \times \rho_h}{A_s}$$

Dimana :

$$\begin{aligned}
 m_h &= \text{Laju aliran massa uap air} \\
 &= 2,46 \text{ kg/s}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \rho_h &= \text{Rapat massa jenis uap pada suhu (T,h = 180}^0\text{C)} \\
 &= 0,4875 \text{ kg/m}^3
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 A_s &= \text{Luas bidang perpindahan panas pada sisi shell} \\
 &= 0,0226 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

Maka :

$$V_h = \frac{2,45 \text{ kg / s} \times 0,4875 \text{ kg / m}^3}{0,0226 \text{ m}^2}$$

$$= 52,8 \text{ m/s}$$

c. Jumlah lintasan fluida menyeberangi sekat ($Nb + 1$)

Untuk mendapatkan harga jumlah fluida menyeberangi sekat dapat ditentukan dengan persamaan :

$$Nb + 1 = \frac{L}{B}$$

Dimana :

L = Panjang tube

$$= 2,36 \text{ m}$$

B = Jarak antar sekat

$$= 0,3365 \text{ m}$$

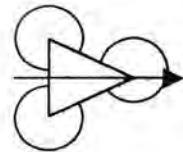
Maka :

$$Nb + 1 = \frac{3,26}{0,3365}$$

$$= 9 \text{ Lintasan}$$

d. Diameter Ekuivalen

$$De = \frac{3,44(Pt)^2 - 3,14(do)^2}{3,14(di)} \text{ (Susunan Tube Segitiga)}$$



Dimana :

Pt = Jarak antara dua pusat tube

$$= 1,25 \text{ in} = 0,03175 \text{ m}$$

di = Diameter dalam tube

$$= 0,0254 \text{ m}$$

Maka :

$$De = \frac{3,44(0,03175)^2 - 3,14(0,0254)^2}{3,14(0,0186)}$$

$$= 0,0246 \text{ m}$$

e. Diameter dalam shell (Di)

$$Di = 0,3365 \text{ m}$$

f. Rapat massa jenis uap air (ρ_h)

$$\rho_h = \text{Rapat massa jenis uap pada suhu } (T_h = 180^{\circ}\text{C})$$

$$= 0,4876 \text{ kg/m}^3$$

Maka :

Penurunan tekanan pada sisi shell dapat ditentukan dengan persamaan :

$$\Delta P_s = \frac{\rho_h \times V_h \times Di \times f_s (Nb + 1)}{2 \times g_c \times de}$$

$$= \frac{0,4875 \text{ kg/m}^3 \times (52,8 \text{ m/s})^2 \times 0,3365 \text{ m} \times 0,18 \times 9}{2 \times 9,81 \text{ m/s}^2 \times 0,0246 \text{ m}}$$

$$= 1535 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_s = 0,0156 \text{ kg/cm}^2.$$

Besarnya penurunan tekanan yang diperbolehkan = 1.01 kg/cm^2 , apabila dibandingkan dengan hasil perhitungan untuk sisi tube $\Delta P_t = 0,000337 \text{ kg/cm}^2$ dan hasil perhitungan untuk sisi shell $\Delta P_s = 0,0156 \text{ kg/cm}^2$, maka penurunan tekanan yang terjadi jauh lebih kecil. Hal ini Thermosiphon layak dipergunakan.

BAB VI

KESIMPULAN DAN SARAN

6.1. Kesimpulan

Thermosiphon Reboiler yang direncanakan digunakan untuk memanaskan minyak penggorengan dengan menggunakan uap yang di berasal dari Boiler. Minyak goreng digunakan untuk menggoreng adonan mie, dan sirkulasi minyak goreng adalah sirkulasi tertutup. Adapun hasil perencanaan dari hasil pembahasan sebagai berikut :

1. Data-data Thermosiphon secara umum

- ❖ Jenis Thermosiphon : Shell and Tube
- ❖ Jumlah Laluan : 1 – 2 Pass
- ❖ Fluida Panas : Uap Jenuh
- ❖ Fluida Dingin : Minyak goreng jenis soybean oil
- ❖ Factor Koreksi : 0,875
- ❖ Kapasitas Kalor : 97136,97 Watt
- ❖ Kapasitas minyak dalam Thermosiphon : 14,832 m² / jam
- ❖ Tekanan uap masuk ke Thermosiphon : 6Kg / cm²

2. Tube

- ❖ Bahan : Seamless Alumanium B234, Grade 661
- ❖ Diameter Luar : 1 in = 25,4 mm
- ❖ Diameter Dalam : 0,732 in = 18,6 mm
- ❖ Tebal : no 10 BWG = 3.4 mm

- ❖ Panjang : 3,26 m
- ❖ Jumlah Laluan : 2 Pass
- ❖ Jumlah Tube : 60 Tube

3. Shell

- ❖ Bahan : Seamless Stainless Steel A 312 Grade TP304
- ❖ Diameter Luar : 14 in = 365,6 mm
- ❖ Diameter Dalam : 13,25 in = 336,5 mm
- ❖ Tebal : Schedule no. 20 = 0,375 in = 9,5 mm
- ❖ Panjang : 3,26 m

4. Tubesheet

- ❖ Jenis : Pelat Tunggal
- ❖ Bahan : Seamless Stainless Steel A 312 Grade TP 304
- ❖ Diameter : 13,25 in = 336,5 mm
- ❖ Tebal : 0,0109 m = 10,9 mm

5. Isolasi

- ❖ Bahan : Fiber Glass C 281
- ❖ Diameter : 17 in = 431 mm
- ❖ Tebal : 3 in = 7,62 mm

6. Sekat (Baffle)

- ❖ Bahan : Seamless Stainless Steel A312 Grade TP 304
- ❖ Jarak Antar Sekat : 13,25 in = 336,5 mm
- ❖ Jumlah Sekat : 8 Sekat
- ❖ Diameter Sekat : 13,1875 in = 334,9 mm

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 19/7/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber
2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah

3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area

10. Dari hasil perbandingan simulasi komputer dengan simulasi analitis diambil ukuran tube 1 in bahan Aluminium dengan laju aliran massa minyak 11,2 Kg / s, ini diambil karena menghasilkan panjang tube lebih pendek dengan perbandingan pada sisi shell (U/hs) lebih tinggi, sehingga dicapai syarat perencanaan Thermosiphon Reboiler yang baik yaitu penyerapan kalor yang besar dengan panjang tube pada Thermosiphon lebih pendek serta biaya lebih murah.
11. Dari hasil kedua table menunjukkan bahwa semakin besar koefisien perpindahan kalormenyeluruhnya maka panjang tube akan bertambah, ini dipengaruhi oleh luas bidang perpindahan panasnya.
12. Dari hasil kedua table menunjukkan efektifitas yang terjadi adalah sama, namun demikian U/hs nya berbeda, ini dipengaruhi perbedaan ukuran diameter tube, laju aliran massa minyak dan jenis bahan materialnya.

6.2. Saran

- ❖ Sebelum pengoperasian Thermosiphon Reboiler hendaknya diperhatikan konstruksi dan pendukungnya berfungsi dengan baik dan lancar.
- ❖ Agar mendapatkan biaya lebih murah dan ekonomis hendaknya panjang tube dari 4,5 m diganti dengan panjang tube 3,26 m.
- ❖ Agar tidak terjadi resiko kerusakan Thermosiphon Reboiler hendaknya diperiksa dan dijaga tekanan serta temperature fluida pemanas pada alat indikator .

DAFTAR PUSTAKA

- Alton.E. Belley, *Industrial Oil And Fat Product*, Interscience Publishing, Inc, New York, 1961
- Bell, K, L, *Heat Exchanger Design Handbook*, Volume 3, Hemisphere, Washington, D.C. 1983
- Buku Panduan PT. Indofood Sukses Makmur, Tbk
- Frank, M, White, *Heat And Mass Transfer*, Edison Wesley Publisihing, Inc, New York, 1988
- Gere Timoshenko, *Mekanika Bahan*, edisi ke-1, Erlangga, Jakarta, 1996
- Gulyani, B. B, Mohanty, B, *Estimating Log Mean Temperature Difference In Multipass Exchangers*, Chemical Engineer's Progress, U, K, London, 1996
- Holman, J, P, Josifi, E, *Thermodynamic*, Second Edition, Mc, Graw-Hill Book Company, New York, 1969
- Holman, J, P, Josifi, E, *Perpindahan Kalor*, edisi ke-6, Erlangga, Jakarta, 1988
- Josep Edward Shinghley and Charles R. Mischke, *Mechanical Engineering Design*, edisi ke-6, Mc, Graw-Hill Book Company, New York, 1989
- Kern. D.Q, *Process Heat Transper*, Mc. Graw-Hill, New York, 1950
- Perry, R. H. Chilton, C.H, Eds, *Chemical Engineer's Handbook*, 5th Edition, Mc. Graw-Hill Book Company, New York, 1973
- Sitompul, Tunggul. M, Ir, S.E, M.Sc, *Alat Penukaran Kantor*, PT. Raja Grafindo Perkasa, Jakarta, 1993