

**ALAT PENUKAR KALOR
PERENCANAAN THERMOSIPHON REBOILER
UNTUK PEMANAS THERMAL OIL
DI
PT. MUSIM MAS OLEOCHEMICAL**

TUGAS AKHIR

Oleh :

**ERWIN
01.813.0058**



**PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS MEDAN AREA**

UNIVERSITAS MEDAN AREA

M E D A N

2 0 0 7

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 13/9/23

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)13/9/23

ABSTRACT



Heat Exchanger appliance represent the part of industrial appliance of chemistry (part of operation unit). This appliance play role important at the operation unit. Matter that's becoming base to writer to design one of the kalor penukar appliance type that is Thermosiphon Reboiler.

Thermosiphon Reboiler at other industrial and chemical industry fungtion as heater, that water heater, oil and other. In the plant this writer design heater repeat (Thermasiphon Reboiler) for the warm-up of thermal oil although oil thermal have been heated in tank relocation of oil, but the thermal oil not yet earned to be utilized for menaikn of fatty acid temperature to be prossessed by continuation. Here Thermosiphon Reboiler fungtion to heat again thermal oil till reach the temperature.

Thermosiphon Reboiler which is writer design in form of spiral tube that is shell cover as house from tube spiral formation and place emit a stream of thermal oil it which is in the planned heater. Of course do not as simple as that way however there is other supporter component like gasket, stream nosel buffel, shell cover (cangkang), and the other which is the including Thermosiphon Reboiler Component.

DAFTAR ISI

RINGKASAN	hal
KATA PENGANTAR	i
DAFTAR ISI	v
DAFTAR GAMBAR & TABEL	viii
BAB I. PENDAHULUAN	1
I.1. Latar Belakang.....	1
I.2. Permasalahan.....	2
I.3. Mamfaat.....	3
II. Tujuan Perancangan.....	3
III. Metodologi Penelitian.....	4
BAB II. TINJAUAN UMUM	6
2.1. Alat Penukar Kalor.....	6
2.2. Thermosiphon Reboiler.....	7
2.2.1. Klasifikasi Menurut Alira.....	7
2.2.1.1. Tipe Aliran Searah (Parelel Flow).....	7
2.2.1.2. Tipe Aliran Berlawanan Arah (Counter Flow).....	8
2.2.1.3. Tipe Aliran Menyilang (Cross Flow).....	8
2.2.2. Klasifikasi Menurut Laluan.....	9
2.2.3. Perpindahan Panas Pada Thermosiphon Reboiler.....	13



2.2.4. Beda Temperatur Rata-rata Logaritma (TRL)	15
2.2.5. Koefisien Perpindahan Panas Konveksi Sisi Tube (ht))	16
2.2.6. Koefisien Perpindahan Panas Konveksi Pada Sisi Shell (hs).....	18
2.2.7. Koefisien Perpindahan Panas Meyuluruh (U).....	20
2.2.8. Luas Bidang Perpindahan Panas Thermosiphon Reboiler (A).....	21
2.2.9. Panjang Tube (L).....	21
BAB III. PERENCANAAN THERMOSIPHON REBOILER.....	23
3.1. Profil Suhu Pada Thermosiphon Reboiler.....	23
3.1.1. Kapasitas Kalor Pada Thermosiphon Reboiler.....	23
3.1.2. Faktor Koreksi (F_t).....	25
3.1.3. Kapasitas Minyak Dalam Thermosiphon Reboiler.....	26
3.1.4. Spesifikasi Thermosiphon Reboiler.....	27
3.2. Ukuran Dimensi Thermosiphon Reboiler.....	27
3.2.1. Tube (pipa).....	28
3.2.1.1. Jumlah Tube.....	28
3.2.1.2. Koefisien Perpindahan Panas Konveksi Pada Sisi Tube (h,t).....	30
3.2.2. Shell (Cangkang).....	32
3.2.2.1. Dimensi Shell.....	33
3.2.2.2. Koefisien Perpindahan Panas Konveksi Pada Sisi Shell (hs).....	33
3.2.2.3. Koefisien Perpindahan Panas Menyuluh Thermosiphon (u).....	35
3.2.2.4. Temperatur Rata-Rata Logaritma (ΔTRL).....	36

3.2.2.5. Luar Bidang Perpindahan Panas Thermosiphon Reboiler (A).....	36
3.2.2.6. Panjang Tube (L).....	37
3.2.2.7. Efektivitas Thermosiphon Reboiler	37
3.2.3. Tube Sheet (Pelat Tube).....	38
3.2.4. Isolasi.....	40
3.2.5. Bafkle (Sekat).....	45
3.2.5.1. Jenis Sekat.....	46
3.2.5.2. Jendela Sekat (Bafle Cut).....	46
3.2.5.3. Jarak Antara Sekat (Bafle Spacing).....	47
3.2.5.4. Tebal Sekat.....	48
3.2.5.5. Jumlah Sekat (Number of Blafe).....	49
3.2.5.6. Ruang Bebas dan Toleransi Sekat.....	49
3.2.6. Nosel.....	50
3.3. Penurunan Tekanan (Preassure Drop).....	54
3.3.1. Penurunan Tekanan Pada Sisi Tube (Δps).....	54
3.3.2. Penurunan Tekanan Pada Sisi Shell.....	56

BAB IV. ANALISA DIMENSI DAN GAYA DAN

THERMOSIPHON.....60

4.1. Analisa Pada Tube.....	60
4.1.1. Bahan Tube.....	61
4.2. Analisa Pada Shell.....	66
4.2.1. Bahan Shell.....	66

4.2.2. Pemeriksa Tebal Dinding Shell.....69

BAB V. KESIMPULAN DAN SARAN.....77

6.1. Kesimpulan..... 77

6.2. Saran.....80

DAFTAR PUSTAKA.....81

LAMPIRAN



BAB I

PENDAHULUAN

I.1. Latar Belakang

Pada tahun terakhir ini telah banyak pabrik industri besar yang memproduksi kekayaan alam, tanah air menjadi suatu produk yang dapat dimanfaatkan secara berkesinambungan.

Adanya bahan baku yang cukup tersedia di Sumatera Utara, letak geografis kota madya Medan yang dekat dengan pelabuhan laut, sehingga mengundang para ahli teknologi untuk mendirikan suatu perusahaan besar yang dapat menghasilkan *Fatty Acid* dan *Gliserin*.

P.T MUSIM MAS DIVISI OLEOCHEMICAL merupakan salah satu industri oleochemical yang terbesar di Indonesia yang didirikan di Medan pada tahun 2002 yang berlokasi di Kawasan Industri Medan II (KIM II) Sumatera Utara.

Adapun struktur organisasinya dipimpin oleh seorang Presiden Direktur beserta dua orang wakilnya. Wakil Presdir ini masing-masing membawahi bidang tersendiri yaitu bidang Administrasi dan Accounting serta bidang Sales dan Logistik. Sedangkan bidang Produksi dibawah oleh Presiden Direktunya. Selanjutnya untuk membantu Presdir dan Wakil Presdir yang menangani bidang tertentu lainnya diangkat lima orang Direktur yang tergabung dalam Direksi. Meninjau unit departemen yang ada di PT. MUSIM MAS meliputi Departemen

Produksi, Maintenance, Electric/Instrumen, Logistik, QA, *Fimncial* dan *Accounting*, Sales dan Administrasi.

Untuk keperluan produksi PT. MUSIM MAS, bahan dasarnya diperoleh dari Sumatera Utara yang di supply . Kapasitas hasil produksi pertahunnya adalah 280.000 ton untuk *Fatty Acid* dan 24.000 ton untuk *glycerin*. Kemudian sebanyak 80 % dari produksi ini dieksport ke luar Negeri dan 20 % lagi untuk pemakaian dalam Negeri.

Untuk menghasilkan fatty acid yang bermutu dan berkualitas yang baik di butuhkan beberapa mesin-mesin yang mempunyai fungsi – fungsi tertentu yang saling berkait. Dalam riset yang penulis lakukan adalah pada salah satu bagian proses dari pabrik tersebut, tepatnya adalah pemanas ulang (Reboiler) pada fatty acid yang dilakukan thermal Oil (minyak thermal). Dimana tipe kontruksi pemanas tersebut adalah Shell dan Tube. Dalam alat pemanas tersebut terjadi suatu perpindahan panas dari thermal oil ke fatty acid, dan alat ini disebut Alat Penukar Kalor (Heat Exchanger) jenis Thermosiphon Reboiler.

I.2. Permasalahan

Adapun permasalahan yang akan di bahas adalah sebagai berikut :

1. Menentukan tipe dan jenis penukar kalor yang sesuai dengan panas dan tekanan untuk pemanasan fatty acid.
2. Menghitung kapasitas dan kalor yang diserap Thermosiphon Reboiler.
3. Menganalisis keuntungan dan kerugian dalam menggunakan Thermosiphon

Reboiler.

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

I.3. Mamfaat

Mamfaat penulisan ini adalah sebagai bahan penelitian dan pengembangan untuk mengetahui dari system pemanasan ulang (thermosiphon Reboiler) dan memahaminya serta dapat memilih jenis thermosiphon Reboiler yang sesuai dengan kondisi di lapangan.

II. Tujuan Perancangan

Alat penukar kalor yang digunakan pada pabrik fatty acid dan glicerin berfungsi untuk memindahkan uap panas dari Burner ke Thermal Oil (minyak thermal). Untuk selanjutnya Thermal Oil ini akan digunakan untuk memanaskan fatty acid. Pemanasan ini dilakukan untuk menghasilkan turunan dari fatty acid yang di inginkan yang sesuai dengan permintaan konsumen. Jenis Alat penukar kalor yang direncanakan adalah Thermosiphon Reboiler. Thermosiphon Reboiler ini digunakan untuk pemanas ulang (Reboiler) pada minyak thermal.

Hasil data survey pada thermisiphon Reboiler adalah :

1. Temperatur minyak masuk ($T_{c,i}$) = 140°C dengan tekanan (P_{t_1}) = 5 kg/cm^2
2. Temperatur minyak masuk ($T_{c,o}$) = 165°C dengan tekanan (P_{t_2}) = $3,5 \text{ kg/cm}^2$
3. Temperatur minyak masuk ($T_{c,i}$) = 200°C dengan tekanan (P_{t_1}) = 5 kg/cm^2
4. Temperatur minyak masuk ($T_{c,o}$) = 250°C dengan tekanan (P_{t_2}) = $3,5 \text{ kg/cm}^2$

5. Panjang tube (L_t) = 4.5 m

6. Laju aliran massa minyak (m_c) = 1.71 kg/s

data ini diambil langsung dari operator yang bersangkutan di bagian produksi .

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

- Perhitungan kapasitas kalor pada Thermosiphon Reboiler
- Spekasi Thermosiphon Reboiler
- Menghitung Penurunan tekanan (pressure drop)
- Menganalisa dan gaya pada Thermosiphon Reboiler
- Gambar penampang Thermosiphon Reboiler

III. Metodologi Penelitian

Adapun Metodologi Penelitian pada penulisan ini adalah di PT. Musim Mas Devisi Oleochemical :

- Pengamatan langsung di lapangan terhadap objek penelitian.
- Bertanya langsung dengan spesialis enginer dan operator mengenai thermosiphon reboiler.
- Analisa data daily report (laporan harian) dan mengecek langsung kelengkapan terhadap hasil analisa tersaebut.

4. Mengambil langsung data dari lapangan, disini penulis mencatat tekanan masuk dan keluar, suhu fluida masuk dan saat masuk dan keluar dari thermosiphon reboiler.
5. Membuat draft.
6. Tinjauan Pustaka.
7. Daftar Pustaka



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 (amonia dengan carbondioksida) dan cair ke gas (air dengan carbondioksida).

Pada umumnya Penukar Kalor merupakan perangkat kerja dimana dua jenis fluida yang berbeda temperaturnya dialirkan ke dalamnya dan saling bertukar kalor melalui bidang perpindahan kalor atau dengan cara kontak langsung. Bidang perpindahan kalor umumnya berupa dinding – dinding pipa atau fin. Kalor yang dapat dipindahkan diantara kedua fluida itu besarnya sangat bergantung 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.

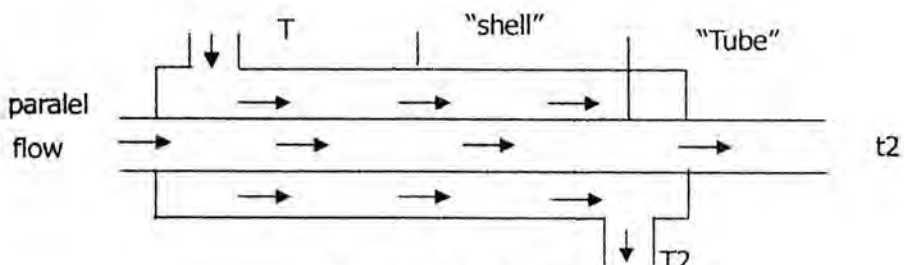
Thermosiphon Reboiler ini menggunakan konstruksi jenis Shell and Tube dengan pelat tube mengambang (floating tube sheet). Thermosiphon Reboiler dipakai untuk berbagai keperluan pada industri kimia dan industri pengolahan makanan digunakan untuk memanaskan kembali minyak, gas cair, pulp dan alkohol. Thermosiphon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

2.2.1 Klasifikasi Menurut Aliran

Thermosiphon Reboiler dapat diklasifikasikan berdasarkan pengaturan aliran :

2.2.1.1, Tipe Aliran Searah (Paralel Flow)

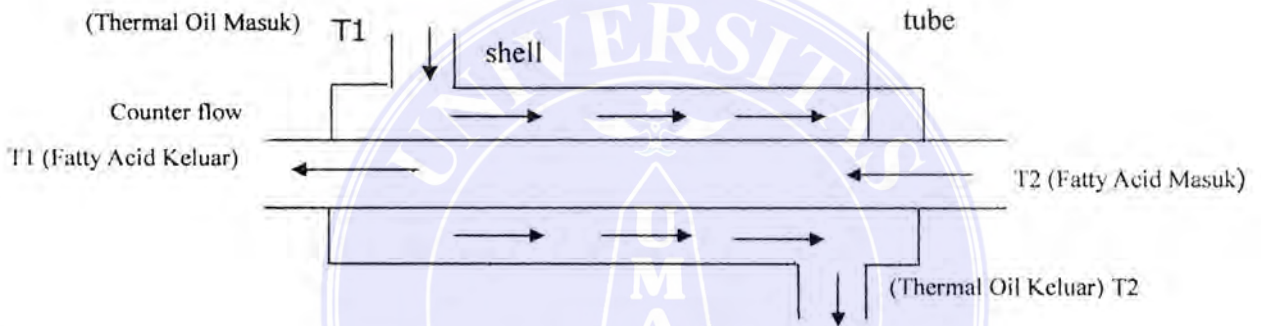
Pada tipe aliran searah adalah aliran fluida panas searah dengan aliran fluida dingin, sering juga disebut dengan tipe aliran sejajar seperti yang terlihat pada gambar 2.1 dibawah ini.



Gambar 2.1 Aliran Searah

2.2.1.2. 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

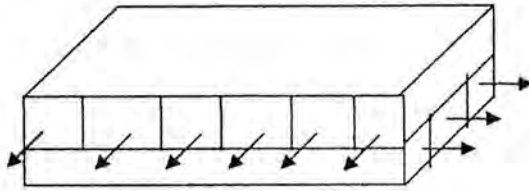
2.2.1.3. Tipe Aliran Menyilang (Cross Flow)

Aliran fluida pada jenis ini, antara fluida yang lebih panas dengan fluida yang lebih dingin di sepanjang permukaan tube, bergerak dalam arah saling tegak lurus.

Aliran jenis ini terdiri dari :

- **Arus tak campur**

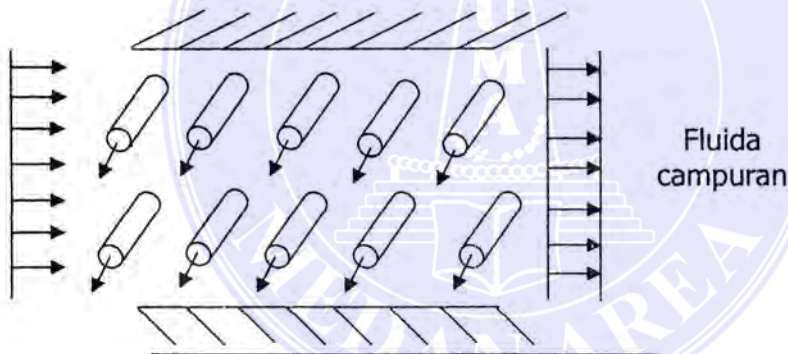
Dalam hal ini fluida pemanas dan fluida yang dipanaskan terkurung di dalam saluran – saluran sehingga fluida dapat bergerak bebas selama proses perpindahan panas / kalor yang terjadi, seperti terlihat pada gambar 2.3



Gambar 2.3. Aliran menyilang tak campur

- **Arus campur**

Fluida yang mengalir didalam tube digunakan untuk memanaskan, sedang fluida yang akan dipanaskan dialirkan menyilang berkas tube. Aliran yang menyilang berkas tube disebut arus 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 :

1. Jumlah Lajuan selongsong atau pass shell
2. Jumlah Lajuan tabung atau tube

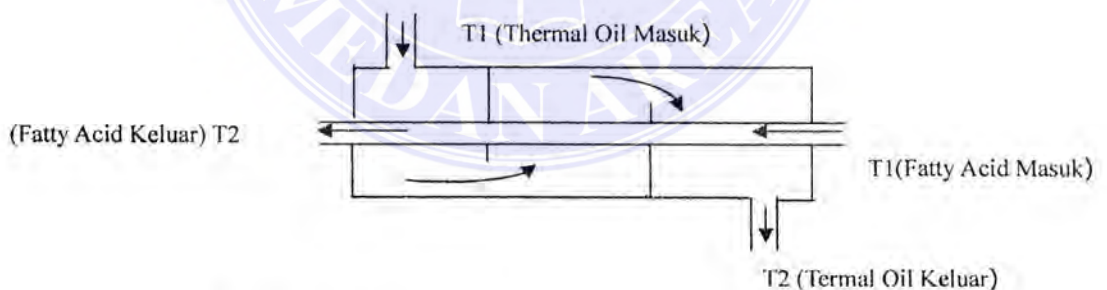
Yang dimaksud dengan pass shell ialah lajuan yang dilakukan oleh fluida mulai dari saluran masuk, melewati bagian shell dan

mengelilingi tabung / tube dan keluar dari saluran buang. Apabila laluan itu dilakukan satu kali maka disebut 1 laluan selongsong (single – pass shell).

Untuk fluida didalam tube, fluida masuk ke dalam saluran tube dan keluar melalui melalui saluran yang satunya lagi disebut 1 pass tube. Apabila fluida itu membelok lagi masuk ke dalam tube, sehingga terjadi dua kali laluan fluida masuk dalam tube di sebut i hate beti 2 laluan tabung (two – pass tube). Dalam perencanaan ini jumlah dari pass shell lebih sedikit dari jumlah laluan dari Thermosiphon dapat dilihat pada gambar dibawah ini :

Laluan 1 – 1

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



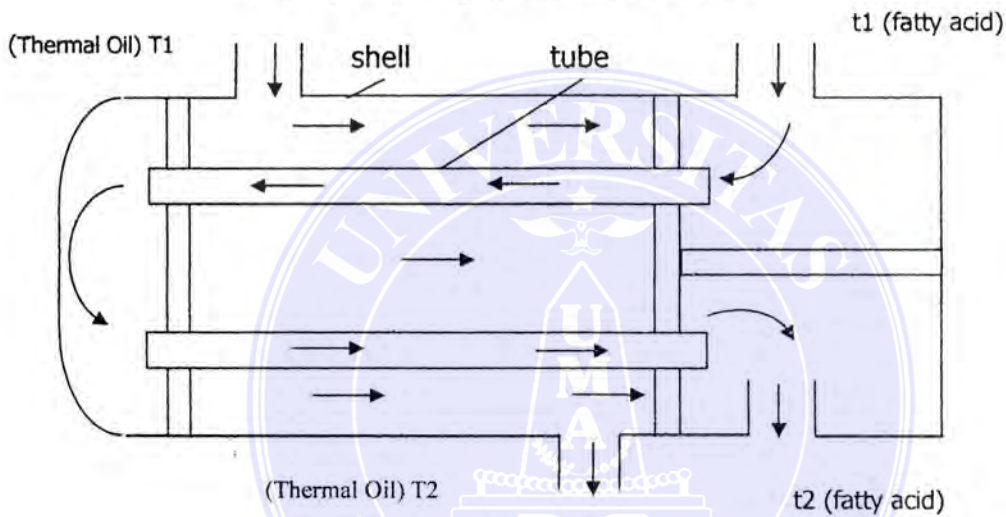
Gambar 2.5. Laluan 1-1 dengan arah aliran berlawanan

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 ke dalam shell mempunyai temperatur T1 dan suhu

keluar menjadi T2, sedangkan fluida yang mengalir kedalam tube mempunyai temperatur t1 dan temperatur t2.

Laluan 1 – 2

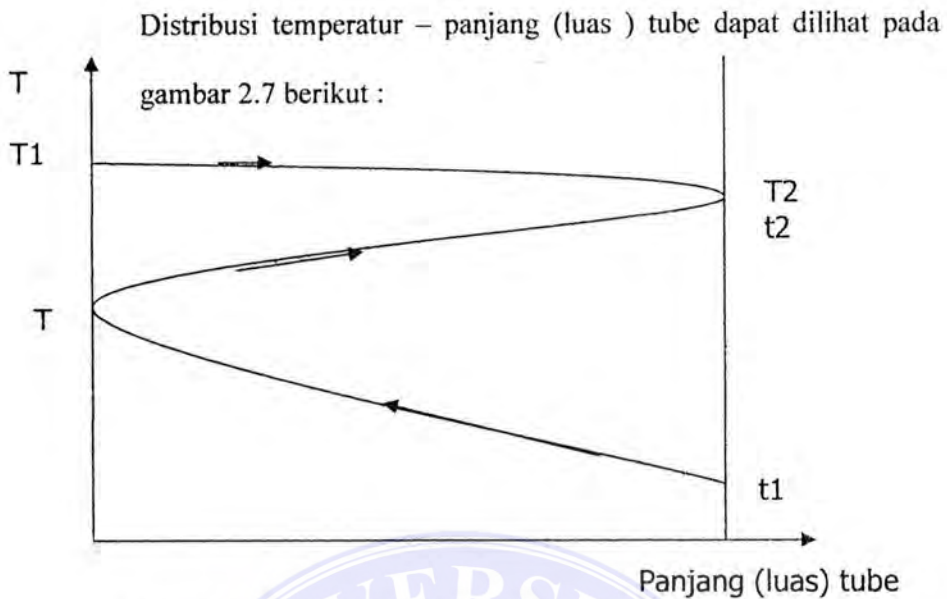
Yang dimaksud dengan laluan 1 – 2 adalah aliran didalam shell 1 laluan, dan aliran fluida pada sisi tube ada 2 laluan. Untuk memperoleh aliran 2 laluan pada sisi tube dipergunakan floating head, seperti pada gambar 2.6 dibawah ini :



Gambar 2.6. Laluan 1 – 2 dengan arah aliran berlawanan

Dari gambar 2.6, untuk menggambarkan distribusi temperatur panjang (luas) tube harus di tinjau satu persatu yaitu :

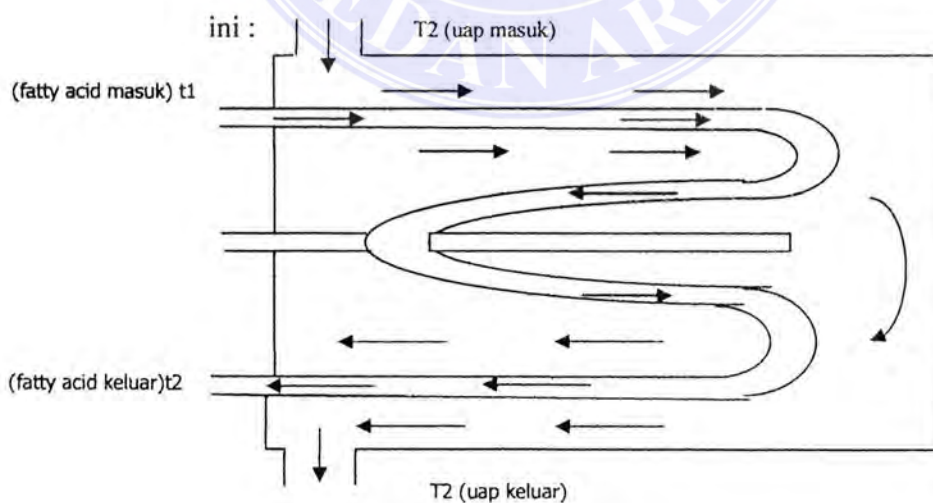
1. Arah aliran fluida yang berlawanan, yaitu aliran uap dari T1 ke T2 dengan aliran minyak goreng t1 ke t2.
2. Aliran yang paralel, yaitu aliran fluida dari T1 ke T2 dengan aliran fluida t1 ke t2.



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



Gambar 2.8. Laluan 2 - 4

Kerugian Laluan multipass ini antara lain :

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

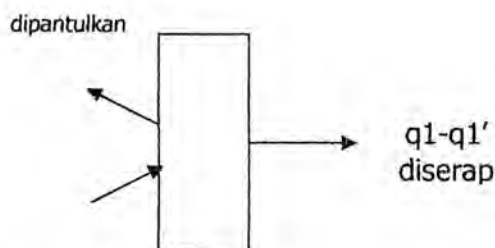
2.2.3 Perpindahan panas pada Thermosiphon Reboiler

Perpindahan panas pada Thermosiphon Reboiler terdiri dari 2 bagian yaitu :

1. Perpindahan panas secara konveksi
2. Perpindahan panas secara konduksi

Ad.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 :

$$q_{konv} = h \times A (T_a - T_b) \dots\dots\dots^1$$

Dimana

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

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

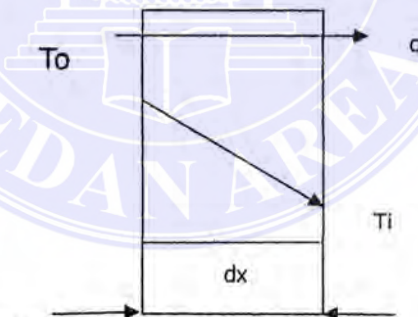
A = Luas bidang yang dipanaskan (m²)

T_a = Temperatur fluida (K)

T_b = Temperatur dinding (K)

Ad.2. Perpindahan panas secara konduksi

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



Panas yang diserap secara konduksi adalah :

$$q_{konv} = -k \times A \times \frac{dT}{dX} \dots\dots\dots^2$$

Dimana :

q_{konv} = Panas yang diserap secara konduksi (kj/k)

¹ Holman. J. P, Josifi. E, Perpindahan Kalor, edisi ke 6, Erlangga, Jakarta, 1998, hal 11

² Holman. J. P, Josifi. E, Perpindahan Kalor, edisi ke 6, Erlangga, Jakarta, 1998, hal 2

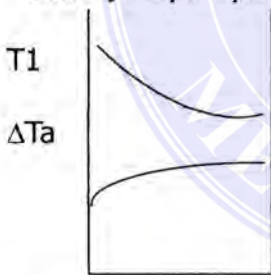
- k = Koefisien perpindahan panas konduksi (kj/m.j^oK)
- A = Luas bidang yang dipanaskan (m²)
- dT = Perbedaan temperatur = To – Ti (°K)
- dX = Tebal dinding yang dipanaskan (m)

2.2.4. Beda Temperatur Rata – Rata Logaritma (ΔTRL)

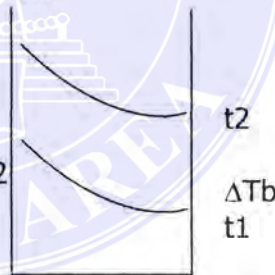
Seperti yang telah diterangkan sebelumnya bahwa temperatur fluida tersebut tidak tetap pada setiap keadaan, tetapi tidak tetap pada setiap keadaan, tetapi selalu ada perbedaan. Untuk menghitung beda temperatur rata – rata logaritma diperoleh dari literatur [3] :

$$\Delta TRL = \frac{\Delta Ta - \Delta Tb}{Ln \frac{\Delta Ta}{\Delta Tb}} \dots\dots\dots^3$$

Dimana untuk kasus aliran dan berlawanan ΔTa dan ΔTb, tidak sama besarnya seperti pada gambar berikut ini :



Gambar 2.11. Aliran Searah



Gambar 2.12. Aliran Berlawanan

Dimana :

ΔTRL = Beda temperatur Rata – rata Logaritma

T1 = Beda temperatur Rata – rata Logaritma

T2 = Suhu fluida panas masuk ke dalam shell

t1 = Suhu fluida keluar dari shell

³ Sitompul, Tunggul. M, Ir, SE, M.sc, Alat Penukaran Kantor, PT. Raja Grafindo Perkasa, Jakarta 1993, hal 179

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 ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)

- Bilangan Nuselt pada tube (Nu_d)

⁴Sitompul, Tunggul. M, Ir, SE, M.sc, Alat Penukaran Kantor, PT. Raja Grafindo Perkasa, Jakarta 1993, hal 178

⁵ Holman. J. P, Josifi. E, Perpindahan Kalor, edisi ke 6, Erlangga, Jakarta, 1998, hal 483

Untuk mendapatkan harga bilangan Nuselt pada tube dapat digunakan persamaan dari F gand (21) dari zat cair ke silinder dalam aliran silang di dapatkan :

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

(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 :

$$Re_s = \frac{m_c x di}{\rho_c x A_t x v_c} \dots\dots\dots 7$$

Dimana :

Re_s = Bilangan Reynold pada tube

m_c = Laju aliran minyak dalam tube (kg/s)

di = Diameter dalam tube (m)

ρ_c = Rapat massa jenis minyak (kg/m³)

A_t = Luas laluan aliran dalam tube (m²)

Untuk mencari luas laluan aliran dalam tube digunakan persamaan :

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

⁶ Holman. J. P, Josifi. E, Perpindahan Kalor, edisi ke 6, Erlangga, Jakarta, 1998, hal 635.

⁷ Bell, K, L, Haet Exchanger Design Handbook. Volume 3, Hemisphere, Washington, D.C, 1983, hal, 638

Dimana :

N_t = Jumlah tube (number of tubes)

N_p = Jumlah pass (number of pass)

d_i = diameter dalam tube (in)

ν_c = Viskositas kinematik minyak (m^2/s)

untuk mendapatkan harga viskositas kinematik digunakan persamaan :

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

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 sisi shell dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan :

$$h_s = \frac{k_s \times Nu_s}{de} \dots \dots \dots ^9$$

dimana :

h_s = Koefisien perpindahan panas pada sisi shell $W/m^2.^{\circ}C$

Nu_s = Bilangan Nuselt pada shell

k_h = Konduktifitas panas uap air ($W/m^2.^{\circ}C$)

de = Diameter ekivalen (m)

untuk mendapatkan harga diameter ekivalen digunakan persamaan :

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

dimana :

⁸ Bell, K. L, Haet Exchanger Design Handbook. Volume 3, Hemisphere, Washington, D.C, 1983, hal, 635

⁹ Bell, K. L, Haet Exchanger Design Handbook. Volume 3, Hemisphere, Washington, D.C, 1983, hal, 638

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

di = Diameter dalam tube (m)

do = Diameter luar tube (m)

- Bilangan Nuselt 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 pendinginan

- Bilangan Reynold pada shell (Re_s)

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

$$Re_s = \frac{m_h \times d_e}{P_h \times A_d \times V_h} \dots\dots\dots^{11}$$

Dimana :

Re_s = Bilangan Reynold pada shell

m_h = Laju aliran massa uap air (kg/s)

d_e = Diameter ekivalen (m)

¹⁰ Holman, J. P. Josifi, E, Perpindahan Kalor, edisi ke 6, Erlangga, Jakarta, 1998, hal 252.

¹¹ Bell, K, L, Haet Exchanger Design Handbook. Volume 3, Hemisphere, Washington, D.C., 1983, hal, 635.

ρ_h = Rapat massa jenis uap air (kg/m^3)

A_s = Luas laluan aliran didalam shell (m^2)

Untuk mencari harga luas laluan aliran didalam shell digunakan persamaan :

$$A_s = \frac{D_i C_x B}{P_t} \dots\dots\dots^{12}$$

Dimana :

D_i = Diameter dalam shell (m)

B = Jarak antar sekat / Baffle pitch (m)

P_t = Jarak antara tube / Tube pitch (m)

C = Jarak antar dua permukaan tube / Tube clearance (m)

D_o = Diameter luar tube (m)

2.2.7. Koefisien Perpindahan Panas Menyeluruh (U)

Untuk menentukan harga koefisien perpindahan panas menyeluruh digunakan persamaan :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h} + \frac{d_o \ln(d_o / d_i)}{2 \times \pi \times k_r} + \frac{d_o}{d_i} + \frac{1}{h_t}} \dots\dots\dots^{13}$$

Dimana :

U = Koefisien perpindahan panas menyeluruh ($\text{W/m}^2 \cdot \text{C}$)

H_s = Koefisien perpindahan panas pada sisi shell ($\text{W/m}^2 \cdot \text{C}$)

h_t = Koefisien perpindahan panas pada sisi tube ($\text{W/m}^2 \cdot \text{C}$)

D_o = Diameter luar tube (m)

¹² Bell, K, L, Heat Exchanger Design Handbook. Volume 3, Hemisphere, Washington, D.C. 1983. hal, 635.

¹³ Holman. J. P, Josifi. E, Perpindahan Kalor, edisi ke 6, Erlangga, Jakarta, 1998, hal 482.

D_i = Diameter dalam tube (m)

k_t = Konduktivitas panas bahan tube ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)

2.2.8. Luas Bidang Perpindahan Panas Thermosiphon Reboiler (A)

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

$$A = \frac{q}{U_x F_t x \Delta T_{RL}} \dots \dots \dots^{14}$$

Dimana :

q = Kapasitas kalor Thermosiphon (W)

F_t = Faktor koreksi (dari diagram)

ΔT_{RL} = Beda temperature rata-rata logaritma ($^\circ C$)

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

2.2.9. Panjang Tube

Metode efektivitas 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 :

$$\epsilon = \frac{q_{actual}}{q_{maksimum}} \dots \dots \dots^{15}$$

dimana :

¹⁴ Holman. J. P, Josifi. E, Perpindahan Kalor, edisi ke 6, Erlangga, Jakarta, 1998, hal 497.

¹⁵ Holman. J. P, Josifi. E, Perpindahan Kalor, edisi ke 6, Erlangga, Jakarta, 1998, hal 497.

ϵ = Efektifitas Thermosiphon Reboiler

q_{act} = Kapasitas kalor yang sebenarnya didalam Thermosiphon Reboiler

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



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 :

$$Q_c = m_c \times c_{pc} (T_c^0 - T_c^i) \dots\dots\dots^{16}$$

Dimana :

$$m_c = \text{Laju aliran massa minyak} \\ = 1,71 \text{ kg/s (data survey)}$$

$$c_{pc} = \text{Panas jenis minyak pada suhu rata – rata}$$

$$T_c = \frac{250 + 200}{2} \\ = 225^\circ\text{C}$$

Dari tabel propertis minyak didapat panas jenis minyak :

$$C_{pc} = 0,54 \text{ Btu/Lbm.}^\circ\text{F} \\ = 2272,21 \text{ j/kg.}^\circ\text{C}$$

$$T_c^0 = \text{Suhu minyak keluar} \\ = 250^\circ\text{C}$$

$$T_c^i = \text{Suhu minyak masuk} \\ = 200^\circ\text{C}$$

Maka :

$$q_c = 1,71 \text{ kg/s} \times 2272,21 \text{ j/kg.}^\circ\text{C} (225 - 200)^\circ\text{C}$$

¹⁶ Holman. J. P, Josifi. E, Perpindahan Kalor, edisi ke 6. Erlangga, Jakarta, 1998, hal 493

$$= 56805,25 \text{ J/KG}$$

$$= 97136,97 \text{ w}$$

Berdasarkan dengan kesetimbangan energi (energi balance) dalam hukum Thermodinamika pada Alat Penukar Kalor yang diserap minyak akan sama dengan kapasitas kalor yang dilepas oleh uap air, dapat dilihat dengan persamaan :

$$q_{\text{lepas}} = q_{\text{serap}}$$

$$q_h = q_c$$

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

$$m_h = \frac{q}{c_{p_h}(T_h'' - T_h')} \dots\dots\dots^{17}$$

Untuk mencari $c_{p,h}$ digunakan suhu rata – rata uap air

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

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

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

Dari propertis uap air pada suhu 180°C didapat :

$$\begin{aligned} C_{p_h} &= 1,981 \text{ kj/kg} \\ &= 1981 \text{ j/kg} \end{aligned}$$

¹⁷ Holman. J. P, Josifi. E, Perpindahan Kalor, edisi ke 6, Erlangga, Jakarta, 1998, hal 498.

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

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

3.1.2. Faktor Koreksi (F_t)

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

$$P = \frac{T_c^o - T_c^i}{T_h^i - T_c^i}$$

$$R = \frac{T_h^o - T_h^i}{T_c^i - T_c^o} \dots\dots\dots 18$$

Dimana :

P = Temperatur efisiensi Thermosiphon Reboiler

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

$T_{c,i}^i$ = Suhu Fatty Acid masuk = 140⁰C

$T_{c,i}^o$ = Suhu Fatty Acid keluar = 165⁰C

$T_{h,i}^i$ = Suhu Thermal Oil masuk = 250⁰C

$T_{h,i}^o$ = Suhu Thermal Oil keluar = 200⁰C

Maka :

$$P = \frac{165^0 C - 140^0 C}{250^0 C - 200^0 C}$$

$$= 0,5$$

¹⁸ Sitompul, Tunggul. M, Ir, SE, M.sc, Alat Penukaran Kantor, PT. Raja Grafindo Perkasa, Jakarta 1993, hal 180.

$$R = \frac{250^{\circ}C - 200^{\circ}C}{165^{\circ}C - 140^{\circ}C}$$

$$= 0,5$$

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

3.1.3. Kapasitas minyak dalam Thermosiphon Reboiler

Untuk menentukan kapasitas minyak satu laluan tube (single – pass tubes) dalam Thermosiphon dapat diperoleh dengan persamaan :

$$Q.s.t = \frac{m_c}{\rho_c} \dots \dots \dots ^{19}$$

Dimana :

m_c = Laju aliran massa minyak dalam tube

ρ_c = Rapat massa jenis minyak pada Temperatur ($T_c = 152,5^{\circ}C$)

$$= 51,80 \text{ lbs/ft}^2$$

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

Maka :

$$Q.s.L = \frac{1,71 \text{ kg/s}}{829,81 \text{ kg/m}^3}$$

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

Sehingga kapasitas minyak dua laluan tube pada Thermosiphon reboiler adalah :

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

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

¹⁹ Sumber dari PT. Musim Mas Divisi Oleochemical.

3.1.4. Spesifikasi Thermosiphon Reboiler

Berdasarkan perhitungan sebelumnya maka spesifikasi Thermosiphon yang akan direncanakan adalah :

1. Jenis Thermosiphon = Shell and Tube
2. Jumlah laluan = 1 – 2 panas
3. Jenis fluida
 - Fluida panas = Uap air
 - Fluida dingin = Minyak goreng jenis soybean oil
4. Temperatur fluida
 - Suhu uap air masuk ($T_{h,i}$) = 190°C
 - Suhu uap air keluar ($T_{h,o}$) = 170°C
 - Suhu minyak masuk ($T_{c,i}$) = 200°C
 - Suhu minyak keluar ($T_{c,o}$) = 250°C
5. Faktor koreksi (F_T) = 0,875
6. Kapasitas kalor (q) = 97136,97 W
7. Kapasitas minyak total dalam tube (Q_c) = $4,12 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$
8. Laju aliran massa minyak (m_c) = 1,71 kg/s
9. 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 :

- Tube
- Shell

- Tubesheet
- Isolasi
- Sekat / baffle
- Nozel

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°) yaitu segitiga sama sisi. Pada konfigurasi ini, koefisien perpindahan kalor yang terjadi lebih tinggi dari pada jenis konfigurasi lainnya, susunan tubenya lebih kompak dan aliran fluida pada sisi shell lebih turbulen dibandingkan dengan konfigurasi lain.



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

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 (d_i) : 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 :

$$N_t = \frac{Q_{sL}}{\frac{\pi}{4}(d_i)^2 \cdot V} \dots\dots\dots^{20}$$

Dimana :

Q_{sL} = Kapasitas minyak dalam tube satu laluan

$$= 2,06 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

d_i = Diameter dalam tube

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

V = Kecepatan fluida minyak pada sisi tube

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

Maka :

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

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

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

$$N_t = 33 \times 2$$

$$= 66 \text{ tube}$$

²⁰ Holman. J. P, Josifi. E, Perpindahan Kalor, edisi ke 6, Erlangga, Jakarta, 1998, hal 498.

3.2.1.2 Koefisien Perpindahan Panas Konveksi Pada Sisi Tube (h_t)

Koefisien perpindahan panas pada sisi tube dapat dianalisa dengan persamaan :

$$H_t = \frac{k_c \times Nu_d}{d_i} \dots\dots\dots^{21}$$

Dimana :

$$\begin{aligned} K_c &= \text{Konduktifitas panas minyak } (T_c = 152,5^{\circ}\text{C}) \\ &= 0,133 \text{ W/m}^{\circ}\text{C} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} d_i &= \text{Diameter dalam tube} \\ &= 0,0186 \text{ m} \end{aligned}$$

$$Nu_d = (0,35 + 0,56 Re_d^{0,52}) Pr_d^{0,3} \dots\dots\dots^{22}$$

Untuk bilangan Reynold digunakan persamaan :

$$Re_d = \frac{m_c \times d_i}{\rho_c \times A_c \times V_c} \dots\dots\dots^{23}$$

Dimana :

$$\begin{aligned} m_c &= \text{Laju aliran massa minyak} \\ &= 1,71 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} d_i &= \text{Diameter dalam tube} \\ &= 0,0186 \text{ m} \end{aligned}$$

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

$$V_c = \text{Viskositas kinematik Thermal Oil } (\text{m}^2/\text{s})$$

²¹ Holman. J. P, Josifi. E, Perpindahan Kalor, edisi ke 6, Erlangga, Jakarta, 1998, hal 483.

²² Bell, K. L, Haet Exchanger Design Handbook. Volume 3, Hemisphere, Washington, D.C. 1983, hal, 635

²³ Bell, K. L, Haet Exchanger Design Handbook. Volume 3, Hemisphere, Washington, D.C. 1983, hal, 635.

$$V_c = \frac{\pi_c}{\rho_c}$$

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

$$= 3,656.10^{-3} \text{ kg/m.s}$$

$$V_c = \frac{3,656.10^{-3} \text{ kg / m.s}}{829,81 \text{ kg / m}^3}$$

$$= 4,405.10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$A_t = \text{Luas laluan aliran dalam tube}$$

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

Dimana :

$$N_t = 33 \text{ tube}$$

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

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

Maka :

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

$$= 0,00448 \text{ m}^2$$

sehingga :

$$Re_d = \frac{1,71 \text{ kg / s} \times 0,0186 \text{ m}}{829,81 \text{ kg / m}^3 \times 0,00448 \text{ m}^2 \times 4,405.10^{-6} \text{ m}^2 / \text{s}}$$

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

Bilangan Prandalt pada tube (Pr_d)

Untuk mencari bingan Prandalt pada tube digunakan persamaan :

$$Pr_d = \frac{c_{p_c} \times \mu_c}{k_c} \dots\dots\dots 24$$

dimana :

$$C_{p_c} = \text{Panas jenis minyak } (T_c = 152,5^{\circ}\text{C}) \\ = 2272,21 \text{ j/kg} \cdot ^{\circ}\text{C}$$

$$\mu_c = \text{Viskositas dinamik minyak } (T_c = 152,5^{\circ}\text{C}) \\ = 3,656 \cdot 10^{-3} \text{ kg/m} \cdot \text{s}$$

$$k_c = \text{konduktifitas panas minyak } (T_c = 152,5^{\circ}\text{C}) \\ = 0,133 \text{ W/m} \cdot ^{\circ}\text{C}$$

maka :

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

sehingga :

$$Nu_d = (0,35 + 0,56 Re_d^{0,52}) Pr_d^{0,3} \dots\dots\dots \text{literatur 10 hal 635} \\ = (0,35 + 0,56(1941,25)^{0,52})(62,46)^{0,3} \\ = 99,61$$

maka, koefisien perpindahan panas kalor konveksi pada sisi tube adalah:

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

$$ht = \frac{0,133 \text{ W/m} \cdot ^{\circ}\text{C} \times 99,61}{0,0186} \\ = 712,26 \text{ W/m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$$

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 di antara shell dan bundelan tube adalah uap jenuh.

²⁴ Holman. J. P, Josifi. E, Perpindahan Kalor, edisi ke 6, Erlangga, Jakarta, 1998, hal 193.

Dari segi pembuatannya, shell dapat dikelompokkan yaitu:

1. Shell yang terbuat dari pipa
2. Shell yang terbuat dari plat

Shell yang berukuran besar dibuat dari plat yang dirol dan dilas. Sedangkan untuk ukuran kecil dibuat dari pipa standard.

3.2.2.1. Dimensi Shell

Besar diameter pada sisi dalam shell sangat bergantung pada susunan tube, dimana perencanaan ini digunakan tube susunan sehingga sisi (30^0) dan jarak tiap tube (tube pitch) “1 ¼ in = 1,25 in” untuk OD = 1 in, maka dari tabel lay out tube (lampiran 6) pilih

- Jumlah tube = 66 buah
- Diameter dalam shell (Di) = 13,25 in = 0,3365 m
- Diameter luar shell (Do) = 14 in = 0,3665 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 dianalisa dengan persamaan:

$$H_s = \frac{Nu_s k_h}{De} \dots\dots\dots^{25}$$

Dimana:

- Nu_s = Bilangan Nuselt pada shell
 $= 0,023 Re_s^{0,8} Pr^0$
- n = 0,4 untuk pemanasan

²⁵ Bell, K. L., Haet Exchanger Design Handbook. Volume 3, Hemisphere, Washington, D.C., 1983, hal, 636.

untuk mencari bilangan Reynold digunakan persamaan:

$$Re_s = \frac{m_h \times De}{\rho_h \times A_s \times D_h} \dots\dots\dots^{26}$$

dimana :

m_h = laju aliran massa uap air (kg/s)
 = 2,46 kg/m³

ρ_h = rapat massa jenis uap air ($T_h = 180^0C$)
 = 0,4875 kg/ m³

ν_h = Viskositas kinematik uap air ($T_h = 180^0C$)
 = 3,15 . 10⁻⁵

De = diemeter ekivalen (m)
 = $\frac{3,44(Pt)^2 - 3,14(do)^2}{3,14(di)}$
 = $\frac{3,14(1,25in)^2 - 3,14(1in)^2}{3,14(0,372in)}$
 = 0,97 in
 = 0,0246 m

A_s = luas laluan aliran sisi shell (m²)
 = $\frac{DixCx B}{Pt} \dots\dots\dots^{27}$

Dimana :

Pt = jarak antara dua pipa (tube pitch) = 1,25 in

C = jarak antara dua permukaan pipa (Clearence)

²⁶ Bell, K. L., Haet Exchanger Design Handbook. Volume 3, Hemisphere, Washington, D.C., 1983, hal, 635.

²⁷ Bell, K. L., Haet Exchanger Design Handbook. Volume 3, Hemisphere, Washington, D.C., 1983, hal, 635.

$$= Pt-do$$

$$= 1,25 \text{ in} - 1 \text{ in}$$

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

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

B = jarak antara sekat (m)

= Di (maksimum bufle spacing)

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

maka:

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

$$= 0,0226 \text{ m}^2$$

sehingga:

$$Re_s = \frac{2,45 \text{ kg/s} \times 0,0246 \text{ m}}{0,4875 \text{ kg/m}^3 \times 0,0226 \text{ m}^2 \times 3,15 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}}$$

$$= 17663,11$$

$Pr_s = 1,008$ (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 adalah:

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

$$= 430,29 \text{ W/m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$$

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 :

$$\begin{aligned}
 U &= \frac{1}{\frac{1}{h_s} + \frac{do \ln(do/di)}{2\pi x k} + \frac{do}{di} x \frac{1}{h_i}} \dots\dots\dots \text{Literatur 2 482} \\
 &= \frac{1}{\frac{1}{430,29} + \frac{0,0254 \ln(0,0254/0,0186)}{2\pi x 188,26} + \frac{0,0254}{0,0186} x \frac{1}{712,26}} \\
 &= 235,40 \text{ W/m}^2 \cdot \text{0}
 \end{aligned}$$

3.2.2.4. Temperatur Rata-rata Logaritma (ΔTRL)

Untuk mencari beda tempetur rat-rata logaritma digunakan persamaan :

$$\begin{aligned}
 \Delta \text{TRL} &= \frac{(Th,i - tc,0) - (Th,-tc,i)}{\ln\left(\frac{Th,i - tc,0}{Th,0 - tc,i}\right)} \dots\dots\dots^{28} \\
 &= \frac{(250 - 200) - (170 - 140)}{\ln\left(\frac{250 - 200}{170 - 140}\right)} = \frac{50 - 30}{\ln\left(\frac{50}{30}\right)} \\
 &= 40 \text{ }^{\circ}\text{C}
 \end{aligned}$$

3.2.2.5. Luas bidang Perpindahan Panas Thermosiphon

Reboiler (A)

Untuk menghitung luas perpindahan panas pada Thermisiphon Reboiler digunakan persamaan :

$$A = \frac{q}{F \times \Delta \text{TRL} \times U} \dots\dots\dots^{29}$$

²⁸ Sitompul, Tunggul. M, Ir, SE, M.sc, Alat Penukaran Kantor, PT. Raja Grafindo Perkasa, Jakarta 1993, hal 178.

$$= \frac{97136,97W}{0,875 \times 27,42^{\circ}C \times 235,40W / m^2 \cdot ^{\circ}C}$$

$$= 17,19 m^2$$

3.2.2.6. Panjang Tube (L)

$$L = \frac{A}{N \times \pi \times 0,0254m} \dots\dots\dots^{30}$$

$$= \frac{17,19m^2}{66 \times \pi \times 0,0254m}$$

$$= 3,25 m$$

3.2.2.7. Efektivitas Thermosiphon Reboiler

Untuk mendapatkan efektivitas Thermosiphon Reboiler digunakan persamaan :

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

q_{aktual} = kapasitas kalor yang sebenarnya (W)

$$= 97136,97 W$$

q_{max} = kapasitas kalor maksimum yang dapat terjadi di dalam Thermosiphon Reboiler

$$q_{max} = (m_c)_{min} (\text{Thermosiphon Reboiler}^{1-t_c, 1})$$

untuk mencari m_c minimum ditentukan :

$$C_h = m_h \times c_{p_h}$$

$$= 2,46 \text{ kg/s} \times 1981 \text{ J/kg} \cdot ^{\circ}C$$

$$= 4853,45 \text{ J/S} \cdot ^{\circ}C$$

²⁹ Holman. J. P, Josifi. E, Perpindahan Kalor, edisi ke 6, Erlangga, Jakarta, 1998, hal 497.

³⁰ Holman. J. P, Josifi. E, Perpindahan Kalor, edisi ke 6, Erlangga, Jakarta, 1998, hal 296

untuk minyak :

$$\begin{aligned} C_c &= m_h \times c_{p_h} \\ &= 1,71 \text{ kg/s} \times 2272,21 \text{ j/kg} \cdot ^\circ\text{C} \\ &= 38885,47 \text{ j/s}^\circ\text{C} \end{aligned}$$

sehingga minyak merupakan fluida minimum, maka :

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

Maka, Efektivitas Thermosiphon Reboiler dapat dicari sebagai berikut :

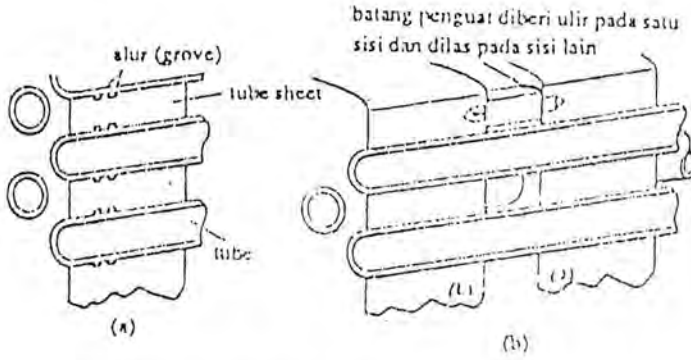
$$\begin{aligned} \epsilon &= \frac{97136,97 \text{ j/s}}{194273,5 \text{ j/s}} \\ &= 0,50 \times 100 \% \\ &= 50 \% \end{aligned}$$

3.2.3. Tube Sheet (Plat Tube)

Tube Sheet merupakan tempat untuk mengikat tube (bundle tube). Plat ini dilubangi dengan 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 ke dalam lubang tersebut lalu diikat. Cara pengikatan bermacam-macam seperti pengikatan rol, las, ferule dan lain-lain.

Biasanya tube sheet dari stu plat saja. Untuk bahan-bahan berbahaya dan bersifat korosi seperti chlorine, hidrogen, sulfur, dioxie dan lain-lain, dimana terjadi pencampuran akibat bocoran dari sisi shell ke sisi tube atau sebaliknya yang menimbulkan bahaya, maka tube sheet sering dibuat dari plat ganda (double sheet) pada gambar 3.2:



Gambar 3.2. Tube Sheet

Keterangan gambar ;

- a. Plat tube tunggal
- b. Plat tube ganda

Pada perencanaan ini fluida yang digunakan bahan yang berbahaya, sehingga tube sheet besarnya akan dipakai cukup dibuat dari satu plat saja.

Diameter tube sheet besarnya sama dengan diameter dalam shell, sehingga dimensi dari tube sheet dapat diperoleh :

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

bengkokan :

$$t = \frac{F \cdot d}{2} \left(\frac{P}{\sigma}\right)^{1/2} \dots\dots\dots 31$$

Dimana :

P = tekanan kerja uap masuk pada Thermosiphon Reboiler

³¹ Gere. Timoshenko, Mekanika Bahan, edisi ke I, Erlangga, Jakarta 1996, hal 111.

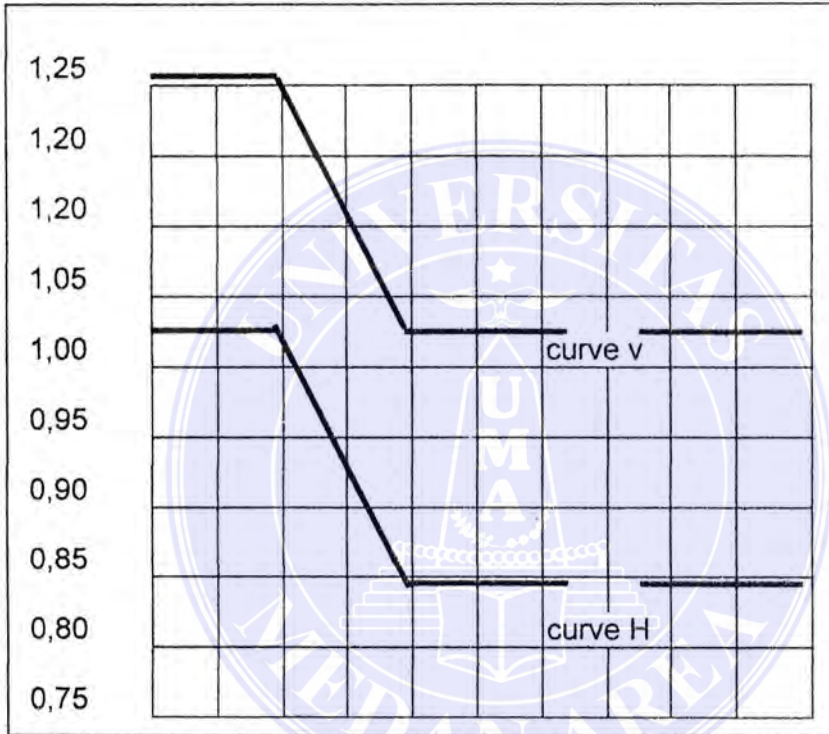
$$= 6 \text{ kg/cm}^2$$

F = Konstanta perbandingan tebal shell dengan diameter dalam shell.

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

$$= 0,028$$

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



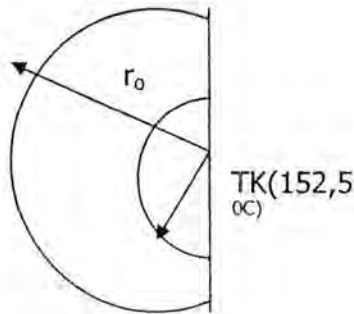
Gambar 3.3 Grafik untuk bundel bentuk U, Fixed tube dan Floating head maka tabel pelat tube yang direncanakan dapat ditentukan :

$$t = \frac{0,93 \times 0,365 \text{ m}}{2} \left(\frac{6 \text{ kg/cm}^2}{1230,25 \text{ kg/cm}^2} \right)^{1/2} = 0,0109 \text{ m}$$

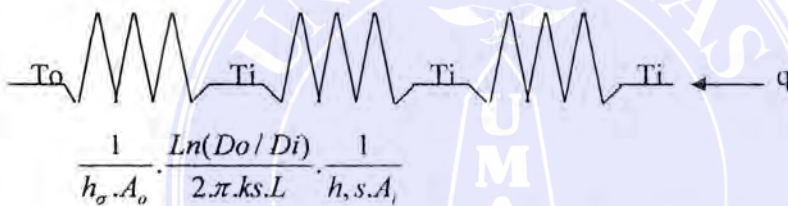
3.2.4 Isolasi

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 pada gambar 3.4 sebagai berikut :



Gambar 34. Kalor yang merambat melalui dinding shell



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

$$q = \frac{(T_i - T_m)}{\frac{1}{h_o \cdot A_o} + \frac{\ln D_o / D_i}{2 \pi \cdot k \cdot s \cdot L} + \frac{1}{h_s \cdot A_i}} \dots \dots \dots ^{32}$$

Dimana :

T_i = Suhu suap air rata-rata

= 180°C

t_w = Suhu lingkungan

= 30°C

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

³² Holman, J. P, Josifi, E, Perpindahan Kalor, edisi ke 6, Erlangga, Jakarta, 1998, hal 482.

$$= 5 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \text{ (diambil)}$$

h_s = Koefisien perpindahan panas konveksi pada sisi shell

$$430,29 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

D_o = Diameter luar shell

$$= 14 \text{ in} = 0,3365 \text{ m}$$

D_i = Diameter dalam shell

$$= 13,25 \text{ in} = 0,3365 \text{ m}$$

L = Panjang shell

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

A_o = Luas bidang perpindahan panas sisi luar shell

$$= \pi \cdot D_o \cdot L$$

$$= 3,14 \cdot 0,3556 \text{ m} \cdot 3,26 \text{ m}$$

$$= 3,64 \text{ m}$$

A_i = Luas bidang perpindahan panas sisi dalam shell

$$= \pi \cdot D_i \cdot L$$

$$= 3,14 \cdot 0,3365 \text{ m} \cdot 3,26 \text{ m}$$

$$= 3,44 \text{ m}$$

k = Konduktivitas thermal bahan stainless steel pada suhu :

$$= \frac{T_i + T_m}{2}$$

$$= \frac{(180 + 30)^\circ\text{C}}{2}$$

$$= 105^\circ\text{C}$$

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

Maka :

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 13/9/23

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)13/9/23

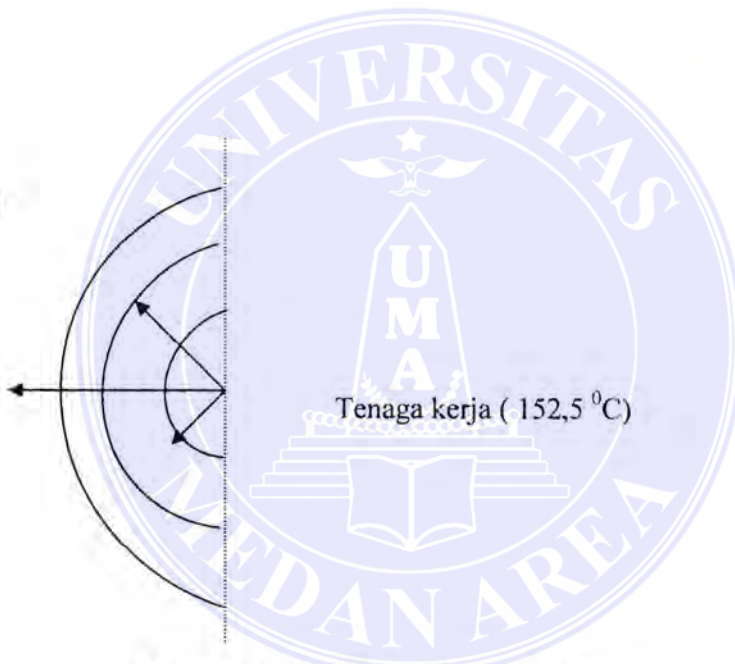
$$q = \frac{(180 - 30)}{\frac{1}{5.3,64} + \frac{\text{Ln}0,3556/0,3365}{2\pi \cdot 43,05 \cdot 3,26} + \frac{1}{430,29 \cdot 3,44}}$$

$$= 2693,80$$

Bocoran kalor sebesar 2693,80 — 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 180 °C (356°F) dipilih papan gelas serat dengan spesifikasi C281.

Isolasi

T_{∞} (30°C)



Gambar 3.5 Isolasi pada dinding shell



$$\frac{1}{h_{\infty} \cdot A_{is}} \cdot \frac{\text{Ln}(Do / Di)}{2\pi \cdot k_{is} \cdot L} \cdot \frac{\text{Ln}(Do / Di)}{2\pi \cdot k_{is} \cdot L_i} \cdot \frac{1}{h_s \cdot A_i}$$

Sehingga bocoran kalor dapat dihitung dengan menggunakan persamaan

berikut :

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 13/9/23

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)13/9/23

$$q = \frac{(180 - 30)}{\frac{1}{5,3,64} + \frac{\text{Ln}0,3556/0,3365}{2\pi \cdot 43,05 \cdot 3,26} + \frac{1}{430,29 \cdot 3,44}}$$

Dimana :

$h \omega$ = Koefisien perpindahan panas konveksi bebas

$$= 0,5 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

t = Tebal isolasi pada temperatur kerja maksimum ($T_1 = 180^\circ\text{C}$)

$$= 1,5 \text{ in} = 0,0381 \text{ m (lampiran 15)}$$

D_{is} = Diameter isolasi

$$= D_o + 2 \cdot t$$

$$= 17 \text{ in} = 0,4318 \text{ m}$$

L = Panjang isolasi sama dengan panjang shell

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

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 :

$$q = \frac{(180 - 30)}{\frac{1}{5,3,64} + \frac{\text{Ln}(0,4318/0,3556)}{2\pi \cdot 43,05 \cdot 3,26} + \frac{\text{Ln}0,3556/0,3365}{430,29 \cdot 3,44} + \frac{1}{430,29 \cdot 3,44}}$$

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

Maka demikian persentase kalor yang diserap minyak adalah :

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

Dimana :

q_u = Kalor yang terlepas uap air

$$= 97136,97 \text{ W}$$

q_i = Bocoran kalor kelingkungan

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

Maka :

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

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

3.2.5 Baffle (Sekat)

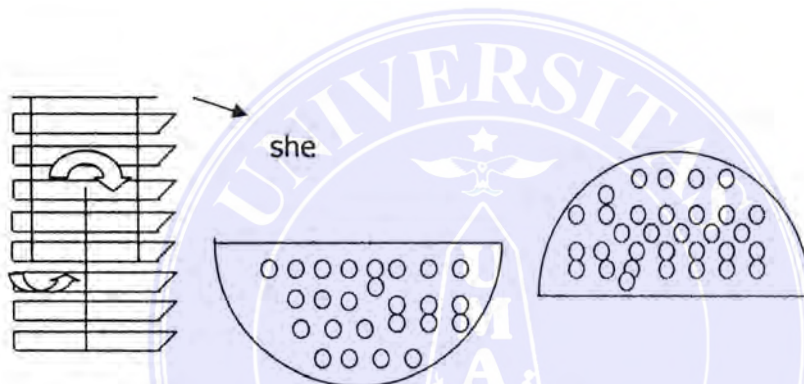
Baffle atau sekat yang dipasang pada Alat Penukar Kalor mempunyai beberapa fungsi yaitu :

1. Struktur untuk menahan tube bundel
2. Dampar untuk menahan atau mencegah terjadinya getaran (vibration) pada tubes.
3. Sebagai alat untuk mengontrol dan mengarahkan aliran 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 di abaikan 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 lyang dilihat pada gambar 3.6 berikut :

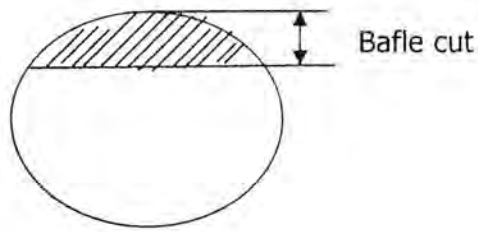


Gambar 3.6. Sekat segmen tunggal

3.2.5.2. Baffle Cut (Jendela Sekat)

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%

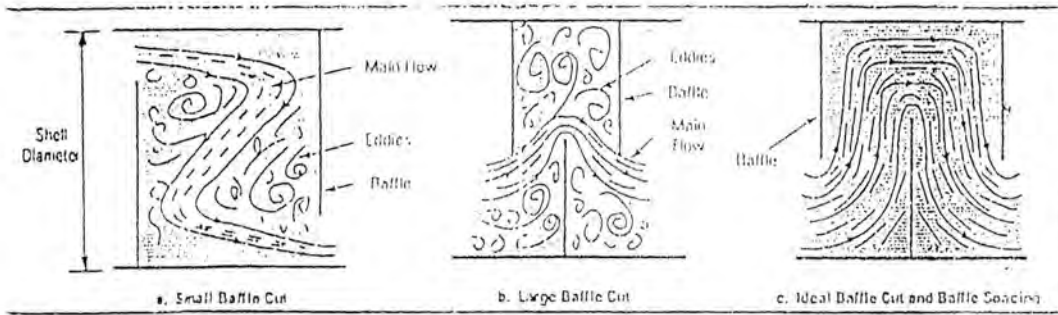
3.2.5.3. Jarak Antar Sekat (Baffle Spacing)

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 antara 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 antara sekat maximum, 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 ini dapat dilihat pada gambar 3.8. berikut :



Gambar 3.8. Jarak antar sekat

3.2.5.4. Tebal Sekat

Untuk menentukan tebal sekat TEMA Standards (Standards of Tubular Exchange Manufacturer Association), telah membuat ukuran – ukuran tebal pelat sekat yang dapat dipergunakan.

Ukuran yang dibuat tersebut 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 (Inci)					
		Jarak antara sekat pada diameter penuh					
		12	12-24	24-36	36-48	48-60	60
C	6-14	1/8	3/8	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

Tebal pelat sekat diperoleh dengan menggunakan tabel 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 sekat dapat diperoleh dengan persamaan :

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

Dimana :

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

$$B = \text{Jarak sekat} = 0,3365 \text{ m}$$

Maka :

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

$$= 8 \text{ sekat}$$

3.2.5.6. Ruang Bebas Dan Turbulensi Sekat

Sekat merupakan penyangga pada tube yang dimasukkan dalam shell dari suatu penukar kalor, sehingga antara 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

Diameter dalam shell Ds	Diameter sekat	Toleransi
Shell dibuat dari pipa		
6-25 inci	Ds – 1/16 inci	+ 1/32 inci

151-635 mm	Ds – 1,6 mm	+ 0,8 mm
Shell dibuat dari pelat		
6-25 inci	Ds – 1/8 inci	+ 0-1/32 inci
152-635 mm	Ds – 3,2 mm	0-0,8 mm
27-42 inci	Ds – 3/16 inci	+ 0 – 1/16 inci
686-1076 mm	Ds – 4,6 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 Thermal masuk

Pada perencanaan ini ukuran nosel ialah $1/5 \times$ 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 303a. Ukuran dari nosel tersebut direncanakan sama untuk saluran masuk dan keluar.

Maka untuk menghitung tebal dari nosel tersebut dipergunakan

persamaan :

$$t_{nm} = \frac{P_{msm} R_n}{\sigma \cdot E + 0,4 \cdot P_m} + CA \dots \dots \dots \text{Literatur 11 hal 230}$$

Dimana :

t_{nm} = tebal nosel

P_{msm} = tekanan minyak Thermal masuk
 = 5 kg/cm²
 = 0,49 mpa

σ = tegangan tarik ijin
 = $\frac{S}{n}$

S = yiel strength = 241 mpa

n = faktor keamanan = (1 + 5)
 = 1,5 (diambil)

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

r_n = jari – jari luar nosel
 = 0,03556 m

e = faktor sambungan = 1.6

ca = faktor korosi = 0,003

maka :

$$t_{nm} = \frac{0,49 \times 0,03556}{120,5 \times 1,6 + 0,4 \times 0,49} + 0,003$$

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

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

Maka diameter dalam nosel adalah :

$$D_{ni} = d_{no} - 2 \cdot T$$

$$= 0,0711 - 2 \cdot 0,00318$$

$$= 0,0647 \text{ m}$$

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 :

$$t_{nu} = \frac{P_s \times R_{nu}}{\sigma \times E + 0,4} + CA \dots \dots \dots \text{Literatur 1 | hal 232}^{33}$$

Dimana :

t_{nu} = tebal nosel uap

D_{nuo} = diameter luar nosel

= 1/10 x diameter luar shell (direncanakan)

$$= 1/10 \times 0,3365 \text{ m} = 0,03365 \text{ m}$$

σ = tegangan tarik ijin untuk bahan stainless steel 303 a

$$= 120,5 \text{ mpa}$$

³³ Joseph Edward Shinghley and Charles. R. Mischke, Mechanical Engineering Design, edisi ke 6, Mc. Graw-Hill Book Company, New York, 1989, hal 232.

E = faktor sambungan = 1,16

Ps = tekanan pada shell

= 6 kg/cm²

= 0,588 mpa

Ca = faktor koreksi = 0,003

Rnu = jari – jari nosel = 0,01778 m

Maka :

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

= 3,07 x 10⁻³ m

= 3,07 mm

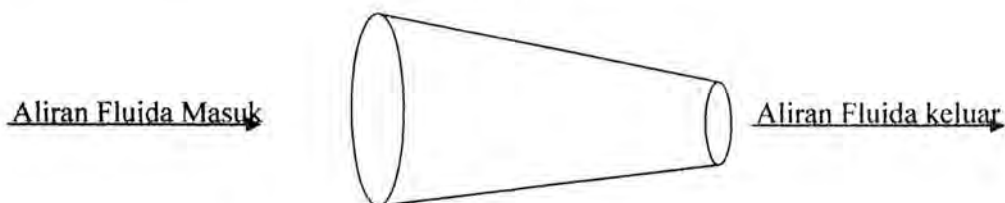
Maka diameter dalam nosel adalah :

Dnul = dnuo – 2 . Tnu

= 0,03556 m – 2 x 0,00307 m

= 0,0294

dalam perencanaan ini nosel untuk saluran masuk minyak Thermal 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 tabel gambar 3.11



Gambar 3.11 Nosel konvergen

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 13/9/23

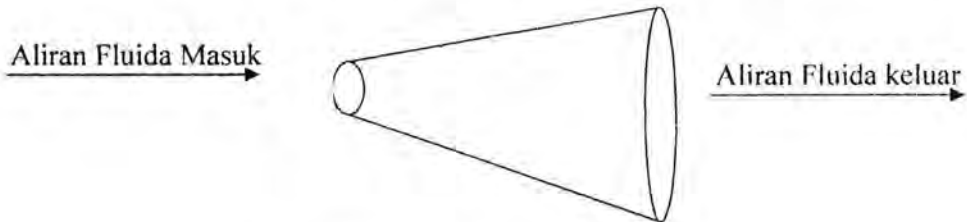
1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber

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)13/9/23

Sedangkan untuk nosel saluran minyak dan uap keluar adalah bentuk nosel divergen, yaitu pengecilan diameter pada arah aliran masuk fluida dimana fungsinya untuk mempercepat penyaluran dan sirkulasi minyak Thermal pada Thermosiphon Reboiler pemanasan Fatty Acid, dapat dilihat pada gambar 3.11



Gambar 3.11 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 :

- Faktor gesekan

Untuk menentukan faktor gesekan, maka ditentukan dahulu bilangan reynold :

$$Re_d = \frac{m_c x d_i}{\rho_c A_f x D_c} \dots\dots\dots 34$$

³⁴ Bell, K, L, Haet Exchanger Design Handbook. Volume 3, Hemisphere, Washington, D.C, 1983, hal, 635.

$$= \frac{1,71 \text{ kg/s} \times 0,0186 \text{ m}}{892,81 \text{ kg/m}^3 \times 0,00448 \text{ m}^2 \times 4,405 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}}$$

$$= 1942,25 \text{ (aliran laminar : } Re < 2100)$$

Karena alirannya laminar maka digunakan rumus dari diagram moody

$$F = \frac{64}{Re_d}$$

$$= \frac{64}{1942,25}$$

$$= 0,032$$



- Kecepatan aliran fluida minyak di dalam tube
kecepatan aliran minyak di dapat dari tabel diameter tube (od = 1 in no 10 bwg) sebagai berikut :

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

- Rapat massa jenis minyak thermal (p,c)
Rapat massa jenis minyak pada suhu (t,c = 152oc)
 $\rho_c = 829,81 \text{ kg/m}^3$

- Panjang tube (l)
Panjang tube sudah ditentukan sebelumnya yaitu : l = 3,26 m

- Jumlah laluan minyak (np)
Np = 2 pass

- Gravitasi (gc)
gc = 9,81 m/s

- Diameter dalam tube (di)
Di = 0,0186

Maka :

Penurunan Tekanan pada sisi tube dapat ditentukan dengan persamaan :

$$\begin{aligned} \Delta P_t &= \frac{\rho_c \times V_1^2 \times f_c \times L \times N_p}{2 \times g_c \times d_i} \dots\dots\dots 35 \\ &= \frac{829,8 \text{ kg/m}^3 \times (0,23 \text{ m/s})^2 \times 0,32 \times 3,26 \text{ m} \times 2}{2 \times 9,81 \text{ m/s} \times 0,0186 \text{ m}} \\ &= 33,09 \text{ Pa} \\ &= 0,000337 \text{ kg/cm}^2 \end{aligned}$$

3.3.2. Penurunan tekanan pada sisi shell (Δp_s)

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

- Faktor gesekan (f)

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

$$\begin{aligned} Re_s &= \frac{m_h \times D_e}{\rho_h \times A_s \times v_h} \dots\dots\dots 36 \\ &= \frac{2,45 \text{ kg/s} \times 0,0246 \text{ m}}{0,4875 \text{ kg/m}^3 \times 0,0226 \text{ m}^2 \times 3,15 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}} \\ &= 173663,11 \text{ (aliran turbulen : } re_y > 6000) \end{aligned}$$

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

$$f = 1,79 \times Re_s^{-0,19}$$

³⁵ Bell, K. L, Haet Exchanger Design Handbook. Volume 3, Hemisphere, Washington, D.C, 1983, hal 638.

³⁶ Bell, K. L, Haet Exchanger Design Handbook. Volume 3, Hemisphere, Washington, D.C, 1983, hal 635.

$$= 1,79 (173663,11) -^{0,19} \dots\dots\dots^{37}$$

$$= 0,18$$

Kecepatan aliran uap di dalam shell (v, h)

$$vh = \frac{m_h \times \rho_h}{A_s} \dots\dots\dots^{38}$$

dimana :

mh = laju aliran masa uap air

ρh = rapat massa jenis uap pada suhu (t,h = 1800c)
 = 0,4875 kg/m³

A_s = luas bidang perpindahan panas pada sisi shell
 = 0,0226 m²

maka :

$$V_h = \frac{m_h \times \rho_h}{A_s} \dots\dots\dots \text{literatur 10 hal 637}$$

dimana :

mh = laju aliran masa uap air
 = 2,46 kg/s

ρh = rapat massa jenis uap pada suhu (t,h = 180⁰c)
 = 0,4875 kg/m³

A_s = luas bidang perpindahan panas pada sisi shell
 0,0226 m²

maka :

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

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

³⁷ Bell, K. L, Haet Exchanger Design Handbook. Volume 3, Hemisphere, Washington, D.C, 1983, hal 638.

³⁸ Bell, K. L, Haet Exchanger Design Handbook. Volume 3, Hemisphere, Washington, D.C, 1983, hal 635.

- Jumlah lintasan fluida menyeberangi sekat (nb + 1)

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

$$Nb + 1 = \frac{L}{B} \dots\dots\dots^{39}$$

Dimana :

L = panjang tube = 2,36 m

B = jarak antar sekat
= 0,3365

Maka :

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

= 9 lintasan

- Diameter ekivalen (de)

$$De = \frac{3,4(Pt)^2 - 3,14(do)^2}{3,14(di)} \text{ (susunan tube segitiga)}$$



Dimana :

Pt = jarak antara dua pusat tube
= 1,25 in = 0,03175 m

Di = diameter dalam tube
= 0,0186 m

Do = diameter luar tube
= 0,0254 m

³⁹ Sitompul, Tunggul. M, Ir, SE, M.sc, Alat Penukaran Kantor, PT. Raja Grafindo Perkasa, Jakarta 1993, hal 225.

Maka :

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

$$= 0,0246$$

- Diameter dalam shell (di)
- Rapat massa jenis uap air (ρh)

$$\rho_h = \text{rapat masa jenis uap pada suhu (th = 180}^0\text{c)}$$

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

Maka :

Penurunan tekanan pada sisi shell dapat ditentukan dengan persamaan :

$$\Delta P_s = \frac{\rho_h \times V_h \times D \times f_s (Nb + 1)}{2 \times g_c \times d_e} \dots\dots\dots^{40}$$

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

$$= 1535 \text{ pa}$$

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

Besarnya penurunan tekanan yang diperbolehkan = 1,01 kg/cm², apabila dibandingkan dengan hasil perhitungan untuk sisi tube Δ_{pt} = 0,000337 kg/cm² dan hasil perhitungan untuk sisi shell Δ_{ps} = 0,0156 kg/cm², maka penurunan tekanan yang terjadi jauh lebih kecil.. Hal ini thermosiphon layak dipergunakan.

⁴⁰ Bell, K, L, Haet Exchanger Design Handbook. Volume 3, Hemisphere, Washington, D.C, 1983, hal 638.

BAB VI PENUTUP

6.1 KESIMPULAN

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

1. Data – data Thermosiphon secara umum

- Jenis Thermosiphon : Shell and Tube
- Jumlah laluan : 1 – 2 pass
- Fluida panas : Uap panas
- Fluida dingin : Thermal oil
- Faktor koreksi : 0, 875
- Kapasitas kalor : 97136,97 Watt
- Kapasitas minyak dalam Thermosiphon : 14,832 m³ / jam
- Tekanan uap panas masuk Thermosiphon : 6 kg / cm²

2. Tube

- Bahan : Seamless Aluminium B234,
Grade 6061
- Diameter luar : 2 in = 50,8 mm
- Diameter dalam : 0,732 in = 18,6 mm
- Tebal : no. 10BWG = 3,4 mm
- Panjang : 3,26 m

- Jumlah laluan : 2 pass
 - Jumlah tube : 60 tube
3. Shell
- Bahan : Seamless Stainless Steel
A312, Grade TP 304
 - 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
A312, 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 : 13,25 in = 336,5 mm
 - Tebal : 0,0109 m = 10,9 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

7. Penurunan tekanan

- Tekanan pada tube side : 0,000337 kg/cm²
- Tekanan pada shell side : 0,0156 kg/cm²

8. Nosel

a. Pada fluida Thermal oil

- Diameter luar : 0,0711 m
- Diameter dalam : 0,0647 m
- Tebal : 0.00318 m

b. Pada fluida Steam (uap)

- Diameter luar : 0,03556 m
- Diameter dalam : 0,0249 m
- Tebal : 0.00309 m

9. Bahan tube yang diambil untuk perbandingan perencanaan Thermosiphon Reboiler adalah dua jenis material yang berbeda dengan karakteristik yang memiliki kelebihan yang hampir sama yaitu :

- Alumunium memiliki sifat : menghantarkan kalor yang cukup baik, tahan terhadap korosi, tahan terhadap erosi, ringan namun kuat, tahan terhadap temperature yang tinggi dan ekonomis, namun konduktivitas thermalnya lebih rendah dari pada tembaga.
- Tembaga memiliki sifat : menghantarkan kalor yang baik, tahan terhadap korosi, keras dan kuat, tahan terhadap temperature yang tinggi dan konduktivitas thermalnya lebih besar dari alumunium.

1. Dari hasil perbandingan simulasi computer dengan simulasi analitis diambil ukuran tube 1 ini bahan alumunium dengan laju aliran massa minyak 1,2 kg/s, ini diambil karena menghasilkan panjang tube lebih pendek dengan perbandingan pada sisi shell (U/hs) lebih tinggi, sehingga dicapai syarat perancangan Thermosiphon Reboiler yang baik yaitu penyerapan kalor yang besar dengan panjang tube pada Thermosiphon lebih pendek serta biaya lebih murah.
2. Dari hasil kedua table menunjukkan bahwa semakin besar koefisien perpindahan kalor menyeluruhnya maka panjang tube akan bertambah, ini dipengaruhi oleh luas bidang perpisahan panasnya.
3. Dari hasil kedua 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 hendaklah diperhatikan kontruksi dan pendukungnya berfungsi dengan baik dan lancar.
- Agar mendapatkan biaya lebih murah dan ekonomis hendaknya panjang tube 4,5 m diganti dengan panjang tube 3,26 m.
- Agar tidak terjadi resiko kerusakan Thermosiphon Reboiler hendaknya diperiksa dan dijaga tekanan serta temperatur fluida pemanas pada alat indicator.

LITERATUR

1. Holman. J.P, **Thermodinamic**, Second Edition, Mc. Graw-Hill Company, New York, 1969.
2. Holman. J.P. Josifi. E. **Perpindahan Kalor**, edisi ke 6, Erlangga, Jakarta, 1988
3. Sitompul, Tunggul. M. Ir, SE, M.sc, **Alat Penukaran Kalor**, PT. Raja Grafindo Perkasa, Jakarta 1993.
4. Sabin Cracker. Reno King, **Piping Hand Book**, 5th Edition, Mc. Graw-Hill Book Company. New York. 1983.
5. Gere. Timoshenko, **Mekanika Bahan**, edisi ke 1, Erlangga, Jakarta 1996.
6. Buku panduan PT. Indofood Sukses Makmur, Tbk.
7. Alton. E. Belley, **Industrial Oil And Fat Product**, Interscience Publishing Inc. New York. 1961.
8. Frank. M. White, **Heat and Mass Transfer**, Adison Wesley Publishing Company, New York, 1988.
9. Kern. D. Q, **Process Heat Transfer**, Mc. Graw-Hill, New York, 1950.
10. Bell, K, L, **Haet Exchanger Design Handbook**. Volume 3, Hemisphere, Washington, D.C, 1983.
11. Joseph Edward Shinghley and Charles. R. Mischke, **Mechanical Engineering Design**, edisi ke 6, Me. Graw-Hill Book Company, New York, 1989.

12. Tubalar Exhanger manufacturers Association, **Standart of Tubalar Exhanger**, 7th edition, TEMA, New York, 1988.
13. Perry, R. H. Chilton, C. H, Eds, **Chemical Engineer's Handbook**, 5th Edition Mc. Graw-Hill Book Company, New York, 1973.
14. Walker, G, **Industrial Heat Exhangers**, Hemisphere, Washington, D.C, 1982.
15. Gulyani, B.B, Mohanty. B, **Estimating Log Mean Temperatur Difference in Multipass Exhangers**, Chemical Engineer's Progress, U.K, London, 1996.

