



UNIVERSITAS INDONESIA

**MEMPERTAHANKAN KINERJA ALAT PENUKAR KALOR
DENGAN MEMODIFIKASI SISTEM KERJA FEEDER PUMP**

SKRIPSI

INDRA SETIAWAN

0806368635

FAKULTAS TEKNIK

PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN

DEPOK

JUNI 2011



UNIVERSITAS INDONESIA

**MEMPERTAHANKAN KINERJA ALAT PENUKAR KALOR
DENGAN MEMODIFIKASI SISTEM KERJA FEEDER PUMP**

SKRIPSI

Diajukan sebagai salah satu syarat untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik

INDRA SETIAWAN

0806368635

FAKULTAS TEKNIK

PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN

DEPOK

JUNI 2011

HALAMAN PERNYATAAN ORISINALITAS

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

Nama : Indra Setiawan

NPM : 0806368635

Tanda Tangan : 

Tanggal : 10 Juni 2011

HALAMAN PENGESAHAN

Skripsi ini diajukan oleh :

Nama : INDRA SETIAWAN

NPM : 0806368635


Program Studi : Teknik Mesin


Judul Skripsi : **MEMPERTAHANKAN KINERJA ALAT
PENUKAR KALOR DENGAN MEMODIFIKASI
SISTEM KERJA FEEDER PUMP**

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


DEWAN PENGUJI

Pembimbing : Prof. Dr. Ir. Yanuar, M.Eng M.sc ()

Penguji : Ir. Hadi Tresno Wibowo ()

Penguji : Dr. Ir. Sunaryo M.sc ()

Penguji : Ir. Marcus Alberth Talahatu, M.T ()

Penguji : Ir. Mukti Wibowo ()

Ditetapkan di : Depok

Tanggal : 10 Juni 2011

UCAPAN TERIMA KASIH

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

- 1) Prof. Dr. Ir. H. Bambang Sugiarto M. Eng, selaku dosen pembimbing yang telah menyediakan waktu, tenaga, dan pikiran untuk mengarahkan saya dalam penyusunan skripsi ini.
- 2) Orang tua dan keluarga saya yang telah memberikan bantuan dukungan material dan moral.
- 3) Panji Restu dan Andrinaldi yang telah bekerjasama dengan baik selama pengerjaan skripsi ini.
- 4) Sahabat PPSE Mesin 2008 yang telah banyak membantu memberikan dukungan dan semangat hinggaterselesainya pengerjaan skripsi ini.
- 5) Kerabat dan rekan kerja yang telah mendukung penuh untuk menyelesaikan skripsi ini.

Akhir kata, saya berharap semoga Allah SWT. berkenan membalas segala kebaikan semua pihak yang telah membantu. Semoga skripsi ini membawa manfaat bagi pengembangan ilmu pengetahuan.

Depok, 10 Juni 2011

Penulis

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

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

Nama : INDRA SETIAWAN
NPM : 0806368635
Program Studi : Teknik Mesin
Departemen : Teknik Mesin
Fakultas : Teknik
Jenis Karya : Skripsi

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

**MEMPERTAHANKAN KINERJA ALAT PENUKAR KALOR
DENGAN MEMODIFIKASI SISTEM KERJA FEEDER PUMP**

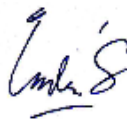
beserta perangkat yang ada. Dengan Hak Bebas Royalti Noneksklusif ini Universitas Indonesia berhak menyimpan, mengalihmedia/format-kan, mengelola dalam bentuk pangkalan data (*database*), merawat, dan mempublikasikan tugas akhir saya selama tetap mencantumkan nama saya sebagai penulis/pencipta dan sebagai pemilik Hak Cipta.

Demikian pernyataan ini saya buat dengan sebenarnya.

Dibuat di : Depok

Pada tanggal : 10 Juni 2011

Yang menyatakan



(Indra Setiawan)

ABSTRAK

Nama : INDRA SETIAWAN
Program Studi : TEKNIK MESIN
Judul : MEMPERTAHANKAN KINERJA ALAT PENUKAR KALOR DENGAN MEMODIFIKASI SISTEM KERJA FEEDER PUMP

Alat penukar kalor (heat exchanger) mempunyai peran yang sangat penting dalam dunia industri, khususnya pada industri minyak dan gas bumi. Alat penukar panas ini berfungsi untuk menaikkan suhu fluida yang lebih rendah dan atau mendinginkan suhu fluida yang lebih tinggi.

Di Santan Terminal, salah satu gathering station milik Chevron Indonesia Company, alat penukar kalor unit HE-7 digunakan untuk memberikan panas awal pada hydrocarbon C4+ dalam proses kondensat depropanizer, dengan mengambil panas dari hot oil system menggunakan Terminol 55 sebelum dilakukan pemrosesan lebih lanjut.

Untuk mempertahankan kinerja alat penukar kalor unit HE-7, dilakukan penelitian dengan memodifikasi sistem kerja feeder pump yang ada pada proses proses kondensat depropanizer tersebut, sehingga tingkat kinerja alat penukar panas dapat dipertahankan pada nilai efisiensi yang diharapkan.

Kata kunci:

Alat penukar kalor, feeder pump, kinerja, nilai efisiensi.

ABSTRACT

Name : INDRA SETIAWAN
Study Program : MECHANICAL ENGINEERING
Title : MAINTAINING PERFORMANCE OF HEAT EXCHANGER
BY MODIFYING WORKING SYSTEM OF FEEDER PUMP

Heat exchanger has a very important role in the industrial world, especially in oil and gas industry. Heat exchanger serves to raise the fluid temperature which is lower and / or cool the fluid temperature which is higher.

At Santan Terminal, one of the gathering station owned by Chevron Indonesia Company, the unit heat exchangers HE-7 is used to provide initial heat to the hydrocarbon C4+ in the process condensate depropanizer, by taking heat from the hot oil system using Terminol 55 prior to further processing.

To maintain the performance of the unit heat exchanger HE-7, research done by modifying the feeder system of pump work in the process of the condensate depropanizer, so the heat exchanger performance can be maintained at expected efficiency number.

Keyword:

Heat exchanger, feeder pump, performance, efficiency number.

DAFTAR ISI

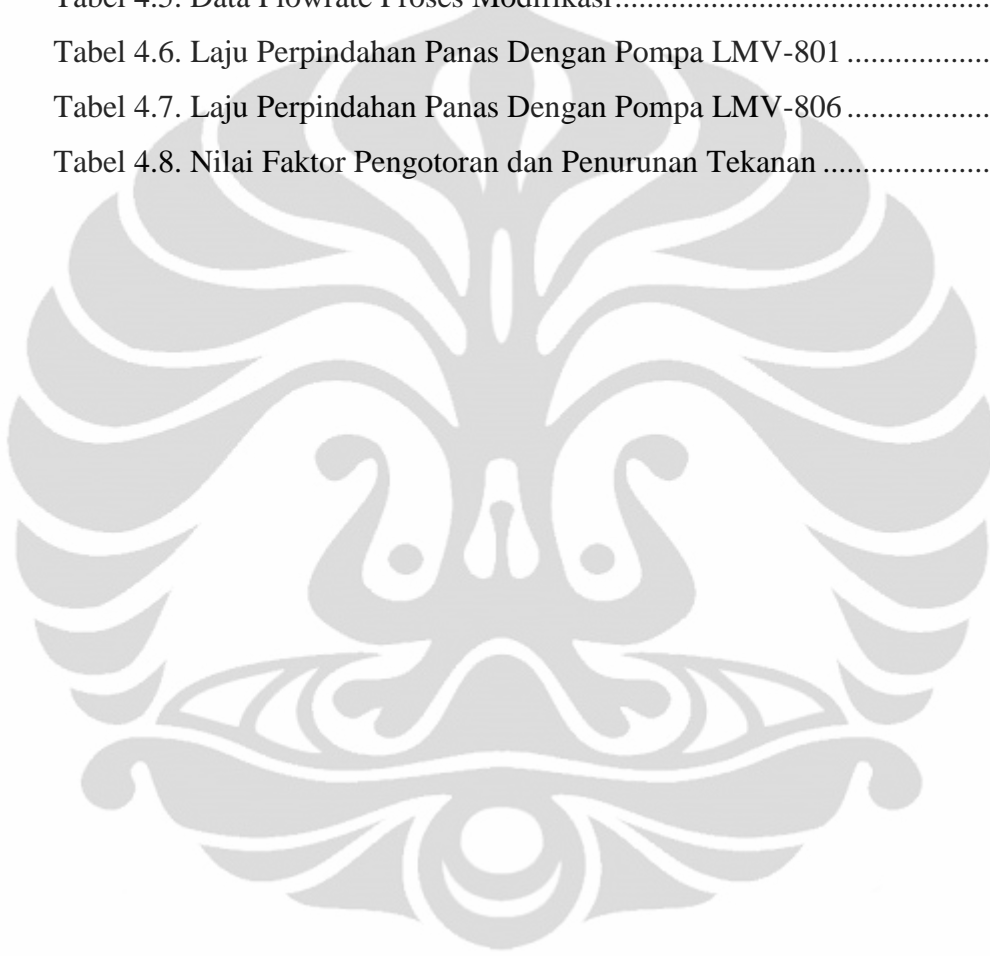
HALAMAN PERNYATAAN ORISINALITAS	ii
HALAMAN PENGESAHAN	iii
PERNYATAAN PERSETUJUAN PUBLIKASI TUGAS AKHIR UNTUK KEPENTINGAN AKADEMIS	iv
ABSTRAK.....	vi
ABSTRACT.....	vii
DAFTAR ISI.....	viii
DAFTAR LAMPIRAN.....	xiii
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 LATAR BELAKANG.....	1
1.2 PERUMUSAN MASALAH.....	2
1.3 TUJUAN PENELITIAN	2
1.4 BATASAN MASALAH.....	2
1.5 METODOLOGI PENELITIAN	2
1.6 SISTEMATIKA PENULISAN	3
BAB II DASAR TEORI	5
2.1 TINJAUAN UMUM.....	5
2.2 KLASIFIKASI HEAT EXCHANGER	6
2.3 BAGIAN UTAMA DARI SHELL DAN TUBE HEAT EXCHANGER	9
2.4 JENIS ALIRAN FLUIDA PADA HEAT EXCHANGER.....	14
2.5 HUKUM DASAR PERPIDAHAN PANAS	15
2.5.1 Konduksi.....	15
2.5.2 Konveksi	15
2.5.3 Radiasi.....	16
2.6 PERHITUNGAN KINERJA HEAT EXCHANGER.....	17
2.6.1 Neraca Panas / Heat Balance	17
2.6.2 LMTD (Logaritmic Mean Temperature Difference)	18
2.6.3 Suhu Kalorik (Caloric Temperature)	19
2.6.4 Luas Daerah Aliran (Flow Area)	19
2.6.5 Kecepatan Aliran Massa (Mass Velocity)	20
2.6.6 Bilangan Reynolds	20

2.6.7	Faktor Perpindahan Panas (JH).....	20
2.6.8	Koefisien Perpindahan Panas.....	21
2.6.9	Suhu pada Dinding Tube	22
2.6.10	Rasio Viskositas Fluida pada Suhu Dinding Tube	22
2.6.11	Koefisien Perpindahan Panas Terkoreksi	23
2.6.12	Clean Overall Heat Transfer Coefficient Design.....	23
2.6.13	Overall Heat Transfer Coefficient Design	24
2.6.14	Faktor Pengotoran (Dirt/Fouling Factor).....	24
2.6.15	Penurunan Tekanan (Pressure Drop)	24
2.6.16	Efektifitas Heat Exchanger	25
2.7	FEEDER PUMP	25
2.7.1	Pompa Sentrifugal.....	26
2.7.2	Head Total Pompa Sentrifugal.....	26
2.7.3	Net Positive Suction Head Available (NPSHa)	28
2.7.4	Net Positive Suction Head Required (NPSHr)	31
BAB III	METODOLOGI PENELITIAN.....	32
3.1	METODE PENELITIAN	32
3.1.1	Metode Studi Pustaka	33
3.1.2	Metode Penelitian dan Proses Modifikasi Lapangan.....	33
3.1.3	Metode Pengolahan Data	33
3.2	PENGAMBILAN DATA	34
3.2.1	Tempat Pengambilan Data.....	34
3.2.2	Proses Pengambilan Data.....	34
3.3	PROSES MODIFIKASI.....	35
3.3.1	Pompa Sundyne	35
3.3.2	Ultrasonic Flow Meter	38
3.3.3	Pemasangan Pompa Feeder.....	41
3.4	PENGOLAHAN DATA.....	42
BAB IV	PERHITUNGAN DAN ANALISA DATA.....	43
4.1	DIAGRAM SISTEM KERJA	43
4.2	DATA SPESIFIKASI UNIT DAN DATA OPERASI.....	45
4.3	EVALUASI UNJUK KERJA UNIT HE – 7.....	46

4.3.1	Neraca Panas / Heat Balance	46
4.3.2	LMTD (Logaritmic Mean Temperature Difference)	47
4.3.3	Suhu Kalorik (Caloric Temperature)	48
4.3.4	Luas Daerah Aliran (Flow Area)	49
4.3.5	Kecepatan Aliran Massa (Mass Velocity)	50
4.3.6	Bilangan Reynolds	50
4.3.7	Faktor Perpindahan Panas (JH).....	51
4.3.8	Koefisien Perpindahan Panas.....	51
4.3.9	Suhu pada Dinding Tube	52
4.3.10	Rasio Viskositas Fluida.....	53
4.3.11	Koefisien Perpindahan Panas Terkoreksi	53
4.3.12	Clean Overall Heat Transfer Coefficient Design.....	53
4.3.13	Overall Heat Transfer Coefficient Design	54
4.3.14	Faktor Pengotoran (Dirt Fouling Factor)	54
4.3.15	Penurunan Tekanan (Pressure Drop)	54
4.3.16	Efektifitas Unit HE-7	55
4.3.17	Nilai Faktor Pengotoran (Dirt Factor) Berdasarkan TEMA	56
4.3.18	Nilai Penurunan Tekanan Berdasarkan TEMA	57
4.4	EVALUASI MODIFIKASI SISTEM KERJA FEEDER PUMP	58
4.4.1	Data Flowrate Pada Modifikasi Pompa Feeder	58
4.4.2	Nilai Efektivitas HE-7 Dengan Pompa Feeder LMV-801	58
4.4.3	Nilai Efektivitas HE-7 Dengan Pompa Feeder LMV-806.....	59
4.4.4	Nilai Faktor Pengotoran dan Penurunan Tekanan	60
4.4.5	Evaluasi Hasil Modifikasi Sistem Kerja Pompa Feeder	61
BAB V	KESIMPULAN DAN SARAN.....	63
5.1	KESIMPULAN	63
5.2	SARAN.....	64
	DAFTAR PUSTAKA	65
	LAMPIRAN.....	65

DAFTAR TABEL

Tabel 4.1. Data Spesifikasi Unit HE-7.....	45
Tabel 4.2. Selisih Suhu Fluida Proses.....	48
Tabel 4.3. Standard TEMA R-3.13.....	49
Tabel 4.4. Laju Perpindahan Panas.....	56
Tabel 4.5. Data Flowrate Proses Modifikasi.....	58
Tabel 4.6. Laju Perpindahan Panas Dengan Pompa LMV-801.....	59
Tabel 4.7. Laju Perpindahan Panas Dengan Pompa LMV-806.....	60
Tabel 4.8. Nilai Faktor Pengotoran dan Penurunan Tekanan.....	60



DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1. Bagian-Bagian Alat Penukar Panas Berdasarkan Standar TEMA.....	8
Gambar 2.2. Gambar Konstruksi Tipe Shell and Tube berdasarkan TEMA	9
Gambar 2.3. Jenis-Jenis Tube Sheet Connection	11
Gambar 2.4. Jenis-Jenis Baffle Plate	12
Gambar 2.5. Susunan Tube Pada Tube Sheet	13
Gambar 2.6. Ilustrasi Tiga Dimensi Tipe Shell and Tube berdasarkan TEMA....	13
Gambar 2.7. Konfigurasi Aliran	14
Gambar 2.8. LMTD Aliran Counter Flow	18
Gambar 2.9. Instalasi Pompa di Atas Permukaan Cairan Isap.....	28
Gambar 2.10. Instalasi Pompa di Bawah Permukaan Cairan Isap.....	29
Gambar 2.11. Instalasi Pompa Dengan Posisi di Bawah Tanki Isap	29
Gambar 2.12. Instalasi Pompa Dengan Posisi di Atas Tanki Isap	30
Gambar 3.1. Control Room.....	34
Gambar 3.2. Plant Operator Melakukan Pengambilan Data	35
Gambar 3.3. Feeder Pump LMV-801	36
Gambar 3.4. Feeder Pump LMV-806	37
Gambar 3.5. Ultrasonic Flow Meter Eesiflo 6000 Series	38
Gambar 3.6. Jejak Transit Dari Sinyal Ultrasonic	39
Gambar 3.7. Perbedaan Waktu Transit	39
Gambar 3.8. Tanda Panah Aliran Pada Transducer	40
Gambar 3.9. Posisi Pemasangan Transducer	40
Gambar 3.10. Proses Pengukuran Aliran Dengan Ultrasonic Flowmeter.....	41
Gambar 4.1. Diagram Sistem Kerja Unit HE E-7	43
Gambar 4.2. Instalasi Unit HE – 7	44
Gambar 4.3. LMTD Pada Unit HE E-7	47
Gambar 4.4. Grafik Qmaks vs Efektifitas.....	61
Gambar 4.5. Grafik Nilai Faktor Pengotoran.....	62
Gambar 4.6. Grafik Nilai Penurunan Tekanan	62

DAFTAR LAMPIRAN

Lampiran 1. Maintenance Data Sheet	66
Lampiran 2. Process Flow Diagram (PFD).....	67
Lampiran 3. Simple PFD of HE-7	68
Lampiran 4. Specification Drawing HE-7	69
Lampiran 5. Faktor Koreksi LMTD 1-2 Pass	70
Lampiran 6. Panas Jenis Cairan Hidrokarbon.....	71
Lampiran 7. Faktor Koreksi Temperatur Kalori	72
Lampiran 8. Data Tube Heat Exchanger.....	73
Lampiran 9. Viskositas Minyak Hidrokarbon.....	74
Lampiran 10. Faktor Perpindahan Panas Sisi Shell	75
Lampiran 11. Faktor Perpindahan Panas Sisi Tube	76
Lampiran 12. Konduktivitas Panas Cairan Hidrokarbon	77
Lampiran 13. Faktor Gesekan Pada Sisi Shell	78
Lampiran 14. Faktor Gesekan Pada Sisi Tube	79
Lampiran 15. Nilai Faktor Pengotoran Fluida Proses.....	80
Lampiran 16. Tabel Steel Pipe	81

BAB I PENDAHULUAN

1.1 LATAR BELAKANG

Alat penukar kalor atau lebih dikenal sebagai heat exchanger di dalam industri pengolahan minyak dan gas bumi memiliki peranan yang sangat vital. Heat exchanger ini bekerja dengan memanfaatkan energi panas dari fluida yang bersuhu tinggi untuk memanaskan fluida yang bersuhu lebih rendah atau sebaliknya.

Dari beberapa jenis alat penukar kalor konvensional seperti penukar kalor pipa rangkap (double pipe heat exchanger) dan penukar kalor cangkang buluh (shell and tube heat exchanger) yang selama beberapa dekade mendominasi fungsi sebagai penukar panas di industry. Jenis shell and tube heat exchanger adalah tipe heat exchanger yang paling banyak digunakan saat ini, dimana proses perpindahan panas yang terjadi dipisahkan oleh media perantara dinding tube, dimana kedua fluida (fluida panas dan fluida dingin) tidak mengalami kontak langsung (indirect contact).

Dalam satu rangkaian proses alat penukar panas terdapat satu sistem kerja yang disebut feeder pump atau pompa penyuplai. Di mana pompa tersebut digunakan untuk memberikan supply fluida ke dalam vessel ataupun alat penukar panas.

Sistem kerja pompa yang dioperasikan secara terus menerus akan semakin berkurang kemampuannya, artinya jumlah fluida yang dipindahkan akan semakin berkurang sehingga akan terjadi penyimpangan dari kondisi operasi yang diinginkan. Oleh karena itu perlu dilakukan evaluasi dan modifikasi dalam kurun waktu tertentu untuk dapat mempertahankan kinerja alat penukar kalor pada nilai efisiensi yang diharapkan.

Oleh karena itu, dalam penulisan skripsi ini akan dibahas tentang **“MEMPERTAHANKAN KINERJA ALAT PENUKAR KALOR DENGAN MEMODIFIKASI SISTEM KERJA FEEDER PUMP”** untuk mendapatkan gambaran mengenai modifikasi yang dilakukan di field.

1.2 PERUMUSAN MASALAH

Dalam studi ini akan dilakukan analisa unjuk kerja dari heat exchanger unit HE-7 yang ada di Santan Terminal untuk mengetahui tingkat kemampuan dan efisiensinya untuk kemudian dicari cara modifikasi terbaik dalam rangkaian sistem kerja feeder pump dengan harapan dapat mempertahankan kinerja unit.

1.3 TUJUAN PENELITIAN

Penelitian ini dilakukan untuk :

1. Mengetahui tingkat kemampuan dan efisiensi unjuk kerja heat exchanger.
2. Dapat mengevaluasi dan memodifikasi sistem kerja feeder pump.
3. Mampu memberikan masukan dan nilai tambah dalam usaha terbaik untuk mempertahankan kinerja kerja alat penukar kalor.

1.4 BATASAN MASALAH

Adapun batas-batas terhadap penelitian yang dilakukan dalam penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Evaluasi nilai efektifitas dilakukan pada heat exchanger jenis shell and tube unit HE-7 dan feeder pump type single stage centrifugal pump unit 4A.
2. Parameter yang digunakan sebagai bahan evaluasi dan optimasi adalah faktor pengotoran (*dirt factor*) dan penurunan tekanan (*pressure drop*).
3. Modifikasi hanya dilakukan pada sistem kerja feeder pump.
4. Tidak membahas proses pengolahan di plant yang bersangkutan.
5. Penggunaan tabel dan chart akan menggunakan metode pendekatan

1.5 METODOLOGI PENELITIAN

Pada pelaksanaannya penelitian ini dilakukan dengan metodologi sebagai berikut:

1. Studi pustaka

Pada tahapan ini, peneliti melakukan pengumpulan data mengenai heat exchanger khususnya untuk tipe shell and tube dan juga feeder pump type centrifugal pump yang digunakan di field. Data ini di dapatkan baik dari koleksi buku di lapangan maupun hasil dari mencari di internet.

2. Pengambilan data dan diskusi di lapangan Santan Terminal pada unit HE-7 dan rangkaian kerja feeder pump.

Pada tahap ini, peneliti melakukan kunjungan ke lokasi Santan Terminal dan melakukan pengambilan data–data yang diperlukan untuk kemudian didiskusikan dan dilakukan perhitungan berdasarkan data lapangan yang didapatkan.

3. Proses modifikasi

Proses modifikasi dan evaluasi dilakukan dengan cara melakukan instalasi pada feeder pump unit 4A dengan tipe LMV-801 bergantian dengan LMV-806 untuk dapat diketahui flow rate nya untuk kemudian dilakukan pengolahan data.

4. Pengolahan data

Proses pengolahan data dilakukan dengan cara melakukan perhitungan data dengan menggunakan rumus dan satuan yang biasa digunakan di field untuk melakukan perhitungan efisiensi nya.

1.6 SISTEMATIKA PENULISAN

Skripsi ini disusun menjadi 5 bagian pokok, yaitu:

- **BAB I PENDAHULUAN**

Bab ini berisi latar belakang, permusan masalah, tujuan penelitian, batasan masalah, metodologi penelitian, dan sistematika penulisan.

- **BAB II DASAR TEORI**

Bab ini berisi teori-teori penunjang atau hal-hal yang menjadi pendukung topik penelitian.

- **BAB III METODOLOGI PENELITIAN**

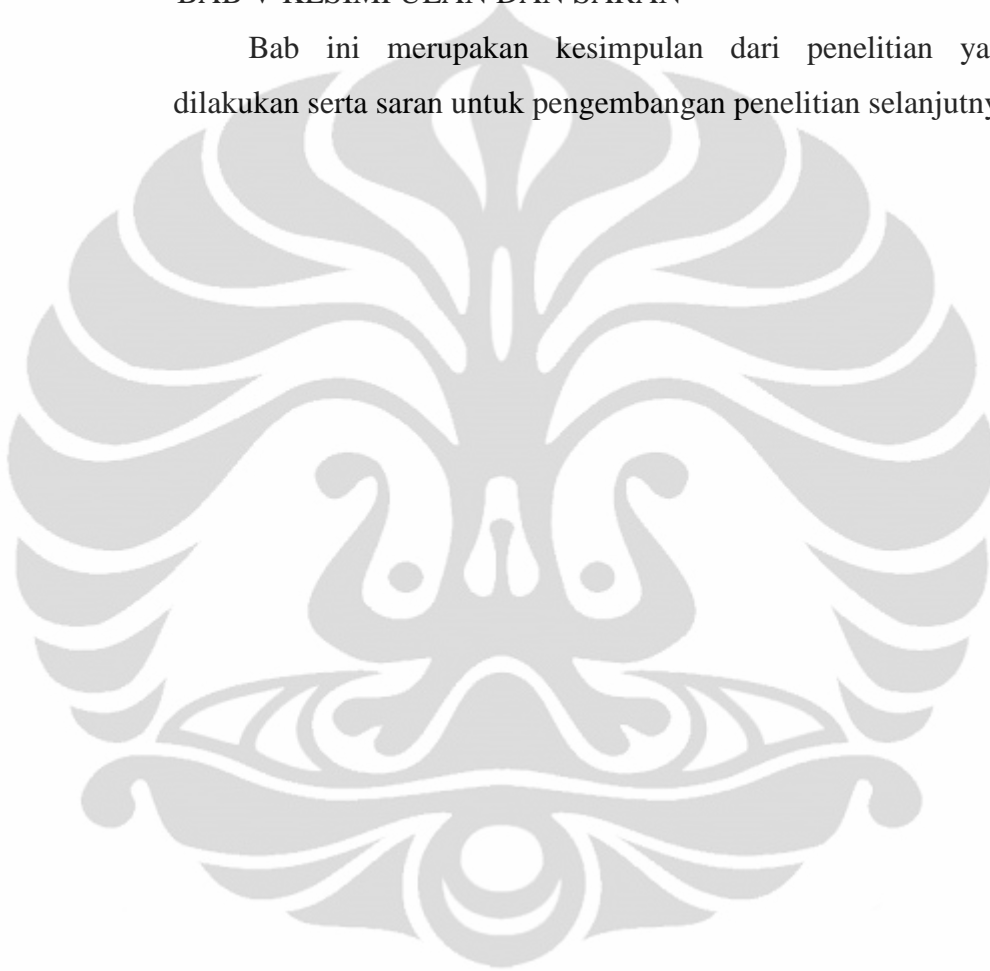
Bagian ini memaparkan urutan proses penelitian dimulai dari pengumpulan data baik melalui studi pustaka maupun kunjungan lapangan yang kemudian dilanjutkan dengan proses pengolahan data dan proses modifikasi. Di bab ini juga dijelaskan mengenai pompa feeder, ultrasonic flow meter yang digunakan untuk menghitung flow dari kondensat, dan juga mengenai cara pemasangan dari pompa feeeder.

- **BAB IV PERHITUNGAN DAN ANALISA DATA**

Pada bab ini dijelaskan mengenai data – data yang didapatkan dari hasil kunjungan lapangan, perhitungan dan pengolahan dari data yang telah diambil dan juga dari unit spesifcation data. Hasil pengolahan data ini kemudian akan dianalisa untuk keperluan optimisasi unit di lapangan.

- **BAB V KESIMPULAN DAN SARAN**

Bab ini merupakan kesimpulan dari penelitian yang telah dilakukan serta saran untuk pengembangan penelitian selanjutnya



BAB II

DASAR TEORI

2.1 TINJAUAN UMUM

Heat exchanger adalah suatu peralatan yang digunakan untuk memindahkan atau mentransfer energi panas diantara suatu permukaan solid dan fluida atau antara partikel padat dan cairan pada suhu yang berbeda dan dalam kontak thermal. Aplikasi yang umum untuk penukar panas ini biasanya melibatkan evaporasi atau kondensasi dari satu atau multi aliran fluida.

Di industri pengolahan minyak dan gas bumi, masalah perpindahan energi panas adalah hal yang biasa dilakukan. Perpindahan panas dilakukan dalam suatu alat penukar panas (heat exchanger), yaitu suatu peralatan mekanik yang digunakan untuk memindahkan energi panas dari fluida yang bersuhu lebih tinggi ke fluida yang bersuhu lebih rendah, baik secara langsung maupun tidak langsung.

Pada proses pengolahan minyak, alat penukar panas ini banyak dipergunakan, diantaranya sebagai alat pemanas dan atau pendingin fluida proses maupun produk yang akan disimpan dalam tangki timbun.

Dewasa ini sangat banyak alat penukar panas yang dikembangkan oleh industri dan manufaktur yang ada di dunia, namun untuk jenis shell and tubes exchanger, ternyata lebih banyak dipergunakan dibandingkan dengan jenis lainnya. Hal ini disebabkan beberapa keuntungan yang diperoleh, antara lain :

- Memberikan luas permukaan perpindahan panas yang besar dengan bentuk atau volume yang kecil.
- Cukup baik untuk operasi bertekanan
- Dibuat dengan berbagai jenis material, sesuai dengan fluida yang mengalir di dalamnya, suhu dan tekanan operasi
- Mudah dibersihkan
- Konstruksinya sederhana dan pemakaian ruangan yang relatif kecil
- Prosedur pengoperasiannya sangat mudah dimengerti oleh operator
- Konstruksinya tidak merupakan satu kesatuan yang utuh, sehingga pengangkutannya relatif mudah

2.2 KLASIFIKASI HEAT EXCHANGER

Dikarenakan banyak sekali jenis alat penukar panas, sehingga alat penukar panas diklasifikasikan berdasarkan bermacam-macam pertimbangan, antara lain :

1. *Klasifikasi berdasarkan proses perpindahan panas*

- Alat penukar panas tipe kontak langsung.
- Alat penukar panas tipe kontak tidak langsung.

2. *Klasifikasi berdasarkan jumlah fluida yang mengalir*

- Dua jenis fluida
- Tiga jenis fluida
- N jenis fluida

3. *Klasifikasi berdasarkan luas kompaknya permukaan*

- Tipe kompak (density luas permukaannya $> 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$).
- Tipe tidak kompak (density luas permukaannya $< 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$).

4. *Klasifikasi berdasarkan konstruksi*

- Konstruksi tubular (shell and tube)
- Konstruksi tipe pelat
- Konstruksi dengan luas permukaan yang diperluas

5. *Klasifikasi berdasarkan pengaturan aliran*

- Aliran dengan satu pass
- Aliran multi pass

6. *Klasifikasi alat penukar panas jenis shell and tube berdasarkan TEMA*

Alat penukar panas jenis shell and tube yang digunakan pada dunia industri sangat banyak. Untuk mengklasifikasikannya pasti sangat sulit, untuk itu TEMA (Tubular Exchanger Manufacturing Association) mengelompokkan alat penukar panas berdasarkan pemakaiannya menjadi 3 (tiga) kelompok (kelas), yaitu :

- *Kelas R*, TEMA Kelas R menentukan persyaratan desain dan fabrikasi untuk heat exchanger type shell and tube yang ada di lingkungan migas seperti refinery, oil field dan industri terkait lainnya. Kelas R umumnya dipilih oleh desainer untuk aplikasi dimana daya tahan dan factor keamanan menjadi faktor utama.

- *Kelas C*, TEMA Kelas C menentukan persyaratan desain dan fabrikasi untuk heat exchanger type shell and tube yang berada dalam lingkungan layanan komersial dan industri proses umum dengan tekanan dan temperatur sedang serta fluida yang relatif tidak korosif. Peralatan yang dibuat sesuai dengan Kelas C persyaratannya dirancang untuk nilai ekonomi yang maksimum.
- *Kelas B*, TEMA Kelas B menentukan persyaratan desain dan fabrikasi untuk heat exchanger type shell and tube yang ada dalam proses industri kimia di mana banyak terdapat proses kimia, zat yang korosif atau fluida dengan suhu yang tinggi, dan menggunakan alloy material construction. Kelas B mirip dengan kelas R sehubungan dengan persyaratan desain, tetapi lebih mendekati Kelas C sehubungan dengan ketebalan minimum dan corrosion allowance.

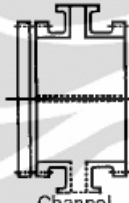

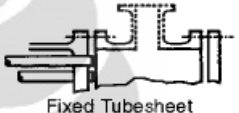
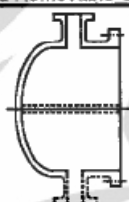
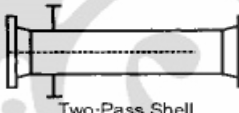
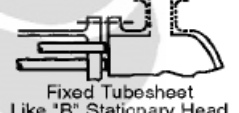
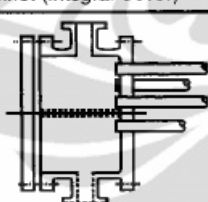

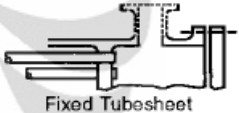
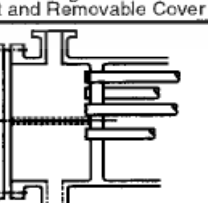

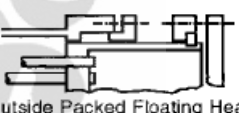
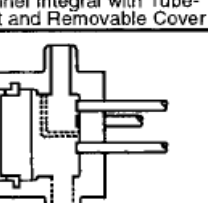

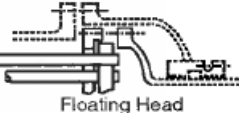
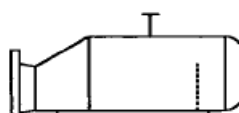
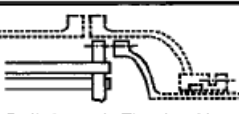
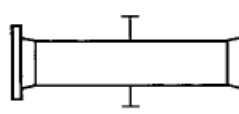
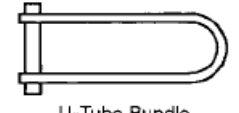

7. *Klasifikasi berdasarkan fungsinya*

Klasifikasi alat penukar panas berdasarkan fungsinya dalam proses, dapat dibedakan antara lain menjadi :

- Heat exchanger adalah alat penukar panas dengan memanfaatkan suhu fluida untuk memanaskan fluida yang lain atau mendinginkan fluida panas dan memanaskan fluida dingin
- Cooler adalah alat penukar panas yang berfungsi untuk mendinginkan suhu cairan atau gas dengan air sebagai media pendingin dan tanpa ada perubahan fase
- Condenser berfungsi untuk mendinginkan atau mengembunkan uap atau campuran uap menjadi cairan. Media pendingin yang digunakan adalah air
- Heater adalah alat penukar panas yang berfungsi untuk memanaskan fluida proses. Media pemanas yang digunakan adalah steam atau fluida panas lain
- Evaporator adalah alat penukar panas yang berfungsi untuk mengubah uap cairan menjadi uap pekat / cairan. Media yang digunakan udara
- Chiller adalah alat penukar panas yang berfungsi mendinginkan fluida pada temperatur sangat rendah. Media pendingin yang digunakan adalah amoniak
- Reboiler berfungsi untuk memanaskan/mendidihkan kembali (reboil) dan menguapkan sebagian cairan yang diproses. Media pemanas yang digunakan adalah steam atau fluida panas yang sedang diproses itu sendiri

Seperti yang dapat dilihat pada gambar 2.1. TEMA membuat pembagian berdasarkan tipe dari stationary head, tipe shell, dan tipe rear-head, TEMA menggunakan tiga buah huruf, yaitu :

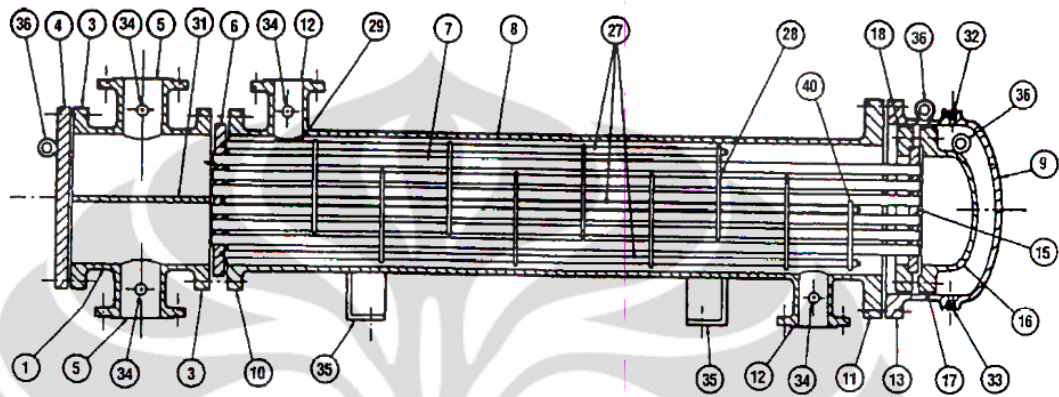
- Huruf pertama, menyatakan bentuk “Front End Stationary Head Type” atau channel, dengan menggunakan notasi huruf : A, B, C dan D
- Huruf kedua, menyatakan bentuk dari shell type atau tabung, dengan menggunakan notasi huruf : E, F, G, H, J dan K
- Huruf ketiga, menggunakan bentuk dari “Rear End Head Type” atau bagian belakang, dengan menggunakan notasi huruf : L, M, N, P, S, T, U dan W

	Front-End Stationary Head Types		Shell Types		Rear-End Head Types
A	 Channel and Removable Cover	E	 One-Pass Shell	L	 Fixed Tubesheet Like "A" Stationary Head
B	 Bonnet (Integral Cover)	F	 Two-Pass Shell with Longitudinal Baffle	M	 Fixed Tubesheet Like "B" Stationary Head
C	 Channel Integral with Tube-Sheet and Removable Cover	G	 Split Flow	N	 Fixed Tubesheet Like "N" Stationary Head
N	 Channel Integral with Tube-Sheet and Removable Cover	H	 Double Split Flow	P	 Outside Packed Floating Head
D	 Special High-Pressure Closure	J	 Divided Flow	S	 Floating Head with Backing Device
		K	 Kettle Type Reboiler	T	 Pull-through Floating Head
		X	 Crossflow	U	 U-Tube Bundle
				W	 Externally Sealed Floating Tubesheet

Gambar 2.1. Bagian-Bagian Alat Penukar Panas Berdasarkan Standar TEMA

2.3 BAGIAN UTAMA DARI SHELL DAN TUBE HEAT EXCHANGER

Gambar 2.2. di bawah ini adalah merupakan satu gambar ilustrasi untuk heat exchanger tipe shell and tube yang diberi nomor dan keterangan untuk memberikan persamaan dan men-standarkan istilah dari heat exchanger tipe ini.



Gambar 2.2. Gambar Konstruksi Tipe Shell and Tube berdasarkan TEMA

Keterangan (hanya untuk tipe pada gambar) :

1. Saluran ujung yang tetap (stationary head-channel)
3. Saluran atau tepi ujung yang tetap (stationary head flange-channel or bonnet)
4. Tutup saluran (chanel cover)
5. Nosel ujung stasioner (stationary head nozzle)
6. Pelat tube stasioner (stationary tubes sheet)
7. Tube
8. Shell
9. Tutup shell (shell cover)
10. Flens shell pada ujung stasioner(shell flange stationary head end)
11. Flens shell ujung yang dibelakang (shell flange-rear head End)
12. Shell Nozzle
13. Flens penutup shell (shell cover flange)
15. Pelat tube yang mengambang (floating tube sheet)
16. Tutup kepala yang mengambang (floating head cover)
17. Flens kepala yang mengambang (floating head cover flange)
18. Penahan kepala yang mengambang (floating head Backing device)
27. Batang pengikat dan spasi (tie rod and spacer)

28. Pelat penahan atau sekat transverse (transverse baffles or support plate)
29. Sekat yang disentuh langsung (impingement baffles)
31. Pemisah aliran pass (pass partition)
32. Sambungan untuk venting (vent connection)
33. Sambungan untuk buangan (drain connection)
34. Sambungan untuk instrument (instrument connection)
35. Penahan vessel (support saddle)
36. Tahanan untuk mengangkat (lifting lug)
37. Penahan untuk tutup kepala yang mengambang (floating head support)

Berikut beberapa bagian yang penting dari alat penukar panas tipe shell and tube, dengan fungsinya masing-masing, yaitu :

1. *Shell dan Shell Cover*

Shell berfungsi untuk mendapatkan ruangan shell side dan menahan tekanan kerja fluida yang mengalir di dalamnya. Disamping itu, juga untuk menempatkan dan mengikat tube sheet dan shell side baffle sehingga kokoh dalam shell. Sedangkan shell cover adalah penutup bagian belakang dari shell. Bentuk dan peng-kode-an shell dan cover dapat dilihat pada gambar 2.1.

2. *Channel dan Channel Cover*

Channel biasanya dibuat dengan menggunakan material pelat yang diroll dengan ujung-ujungnya dilas dengan pengelasan penuh, di dalam channel terdapat pass partition yang berfungsi untuk membagi aliran. Sedangkan channel cover adalah penutup dari channel.

Bentuk dan peng-kode-an channel dan cover dapat dilihat pada gambar 2.1

3. *Nozzle*

Nozzle berfungsi untuk koneksi aliran masuk dan aliran keluar pada shell dan tube, nozzle pada shell disebut shell nozzle dan nozzle pada channel disebut channel nozzle.

4. *Gasket*

Gasket berfungsi sebagai perapat antara dua sambungan dan untuk menghindari terjadinya kebocoran.

5. Tie Rod dan Spacer

Tie rod dan spacer dipergunakan untuk mengikat sistem baffle menjadi satu dan tetap pada posisinya, secara umum fungsi dari tie rod dan spacer adalah :

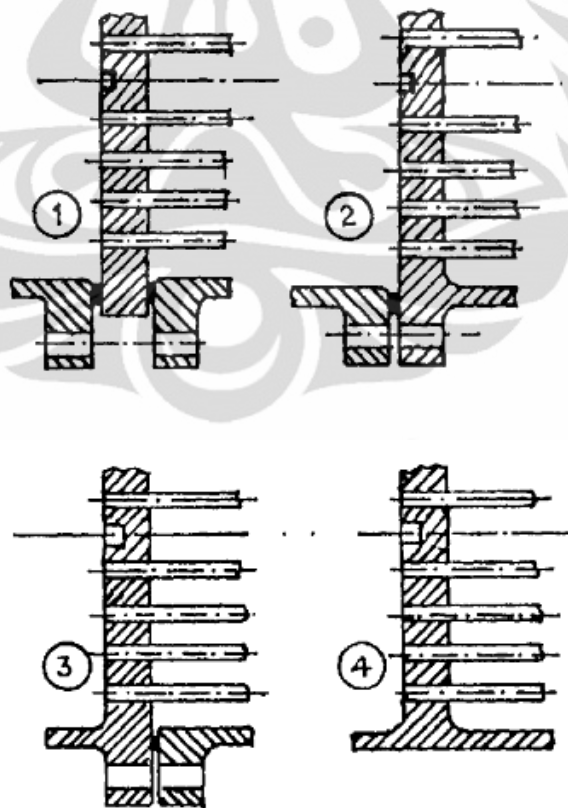
- Mempertahankan jarak diantara kedua tube sheet
- Mempertahankan jarak antara baffle plate
- Menjaga dan mempertahankan sambungan tube, agar tidak mengalami perubahan bentuk sewaktu diadakan pengangkatan atau pengeluaran tube bundle untuk perbaikan.

6. Tube Sheet Connection

Tube sheet merupakan tempat dudukan tube-tube pada ujungnya, tube sheet dibuat tebal dan tube harus terpasang tanpa bocor pada tube sheet ini.

Terdapat dua jenis tube sheet, yaitu : fixed tube sheet dan floating tube sheet.

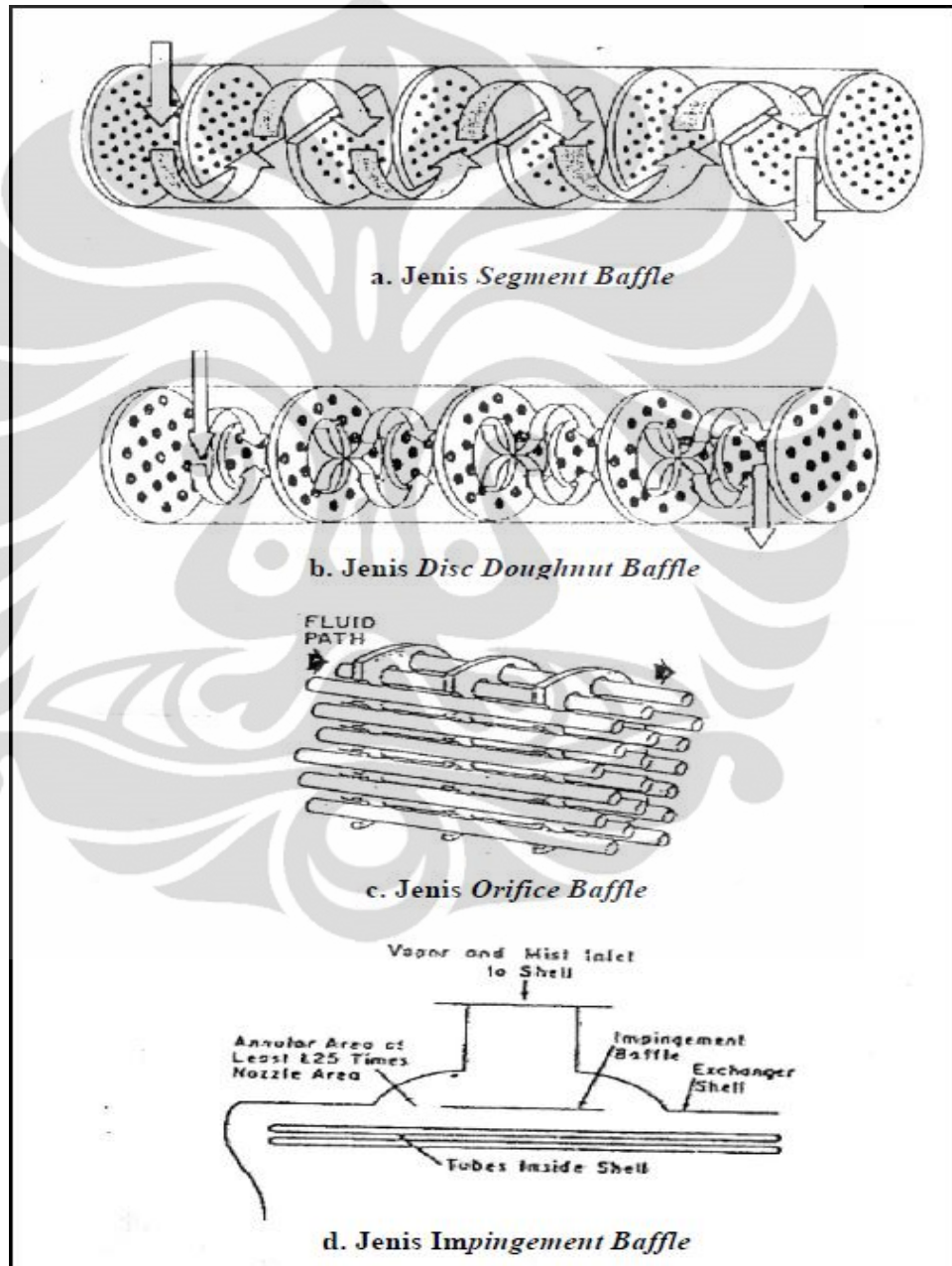
- Konstruksi dengan gasket pada kedua sisi (no.1)
- Konstruksi integral satu sisi dengan gasket pada sisi lainnya (no.2 dan no.3)
- Konstruksi integral dua sisi (no.4)



Gambar 2.3. Jenis-Jenis Tube Sheet Connection

7. Baffle Plate

Baffle plate berfungsi sebagai penyangga tube, menjaga jarak antara masing-masing tube, menahan vibrasi yang ditimbulkan oleh tekanan dan suhu fluida. Disamping itu pengaliran arah aliran fluida pada shell side. Ada beberapa macam baffle yang digunakan, diantaranya adalah segmental baffle, disc and doughnuts baffle, orifice baffle, dan longitudinal baffle.



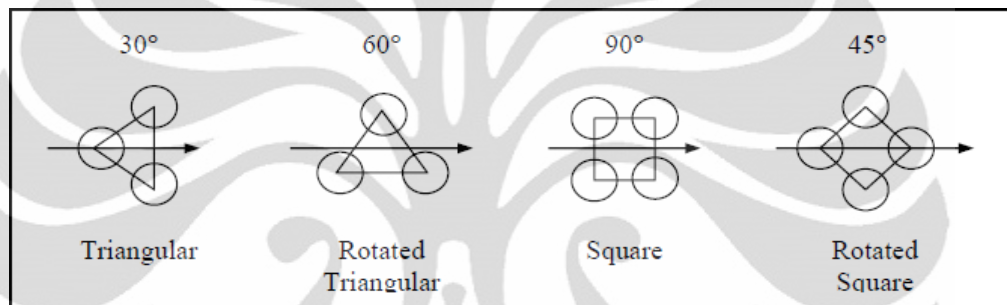
Gambar 2.4. Jenis-Jenis Baffle Plate

8. Tube

Tube berfungsi untuk pembatas antar fluida agar tidak terjadi kontak langsung sekaligus penghantar panas dalam alat penukar panas. Macam-macam tube yang banyak digunakan dalam industri pengolahan minyak dan gas adalah : tube polos dan tube bersirip.

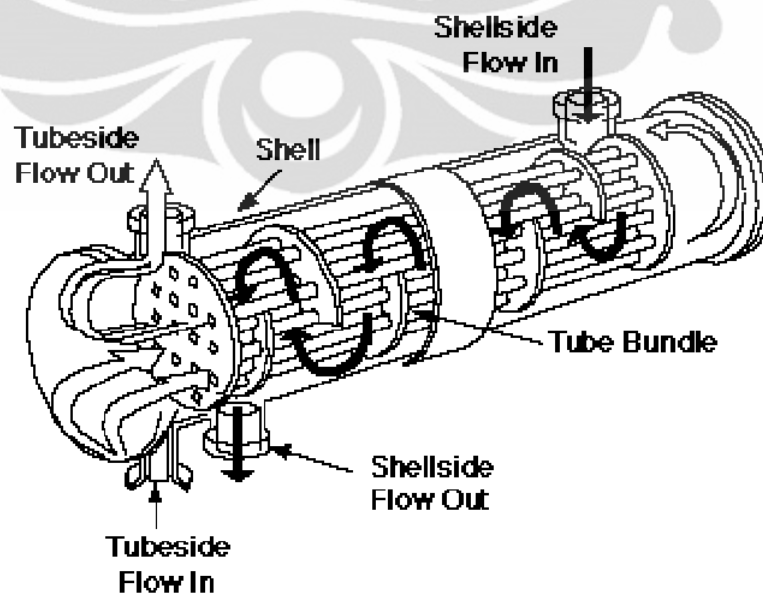
Tube yang dipasang pada tube sheet mempunyai susunan tertentu, diantaranya:

- Triangular pitch
- Rotated triangular pitch
- Square pitch
- Rotated square pitch



Gambar 2.5. Susunan Tube Pada Tube Sheet

Gambar 2.6 dibawah ini adalah merupakan ilustrasi tiga dimensi dari heat exchanger tipe shell and tube beserta gambaran arah aliran fluidanya.



Gambar 2.6. Ilustrasi Tiga Dimensi Tipe Shell and Tube berdasarkan TEMA

2.4 JENIS ALIRAN FLUIDA PADA HEAT EXCHANGER

Jenis aliran fluida pada alat penukar panas dapat dibagi menjadi :

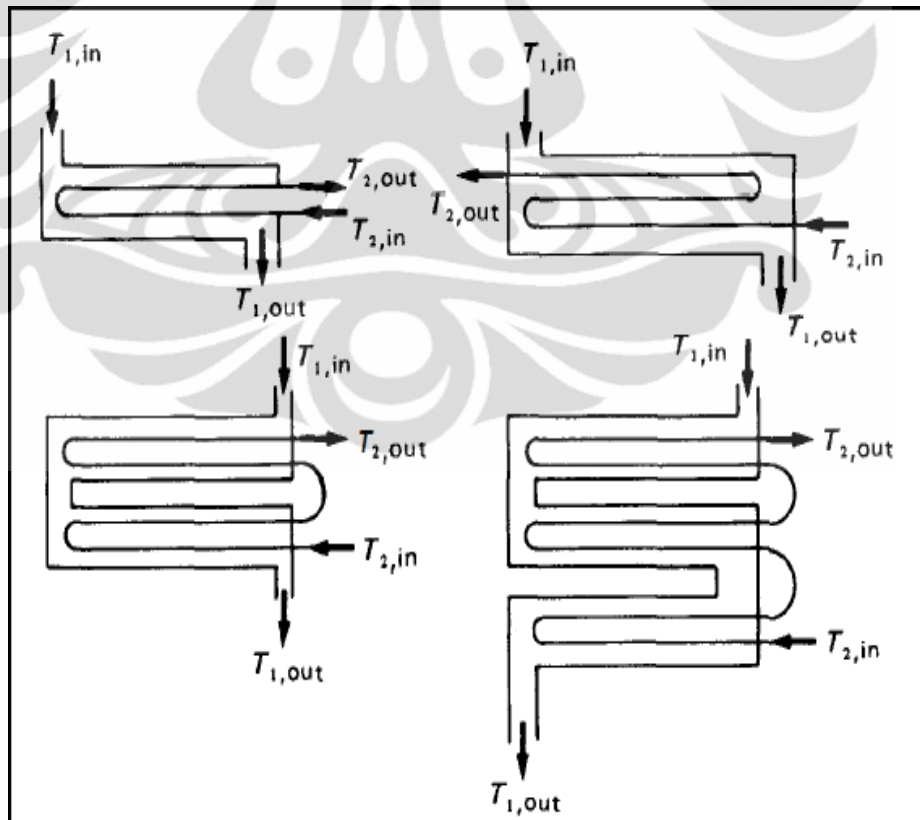
- Alat penukar panas dengan aliran sejajar (parallel flow)
- Alat penukar panas dengan aliran berlawanan (counter flow)
- Alat penukar panas dengan aliran silang tunggal (single cross flow)
- Alat penukar panas dengan aliran silang banyak laluan (multipass cross flow)

Tipe counter flow dapat memberikan perpindahan panas yang lebih baik dibandingkan dengan tipe parallel flow, selain itu jumlah pass juga berpengaruh terhadap efektivitas alat penukar panas, semakin banyak pass semakin baik efektivitasnya.

Ada dua jenis lintasan (pass) pada alat penukar panas, yaitu :

- Shell pass atau lintasan shell
- Tube pass atau lintasan tube

Dimana susunan dari heat exchanger bisa terdiri dari beberapa contoh konfigurasi lintasan aliran seperti pada gambar 2.7



Gambar 2.7. Konfigurasi Aliran

2.5 HUKUM DASAR PERPINDAHAN PANAS

Perpindahan panas adalah berpindahnya energi, dari suatu tempat ke tempat lain karena adanya perbedaan suhu diantara kedua tempat tersebut. Ada tiga cara perpindahan panas, yaitu : konduksi, konveksi dan radiasi.

2.5.1 Konduksi

Perpindahan panas secara konduksi adalah suatu proses mengalirnya energi panas dari yang mempunyai suhu tinggi ke suhu lebih rendah, dan perpindahan energinya terjadi karena kontak molekul secara langsung tanpa adanya perpindahan molekul itu sendiri dan biasanya terjadi pada benda padat.

Persamaan perpindahan panas secara konduksi menurut Fourier dituliskan sebagai berikut :

$$Q_{\text{konduksi}} = k \cdot A \cdot \frac{dT}{dX} \quad (2.1)$$

Keterangan :

Q_{konduksi} = Laju aliran panas/kalor secara konduksi (Btu/hr)

k = Konduktivitas thermal (Btu/hr.ft.°F)

A = Luas bentuk permukaan perpindahan panas (ft²)

dT = Perbedaan suhu (°F)

dx = Jarak perpindahan panas/kalor (ft)

2.5.2 Konveksi

Perpindahan panas secara konveksi terjadi bila ada perbedaan suhu antara permukaan benda padat dengan zat cair atau gas. Perpindahan panas secara konveksi merupakan perpindahan panas yang disertai dengan aliran masa, perpindahan panas konveksi dibedakan menjadi dua, yaitu : perpindahan konveksi bebas dan perpindahan konveksi paksa.

Konveksi bebas terjadi apabila perpindahan panas berlangsung secara alamiah yang disebabkan karena perbedaan massa jenis cairan akibat pemanasan, sehingga pada fluida tersebut terjadi sirkulasi molekul. Perpindahan panas konveksi paksa terjadi karena adanya pemaksaan pergerakan molekul, seperti : pemompaan atau pengipasan.

$$Q_{\text{konveksi}} = h \cdot A \cdot \Delta T \quad (2.2)$$

Keterangan :

q_{konveksi} = Laju aliran panas/kalor secara konveksi (Btu/hr)

h = Koevisien perpindahan panas konveksi (Btu/hr.ft.°F)

A = Luas permukaan perpindahan panas (ft²)

ΔT = Perbedaan suhu (°F)

2.5.3 Radiasi

Perpindahan panas secara radiasi adalah proses mengalirnya energi panas dari benda bersuhu tinggi menuju benda bersuhu rendah, yang terjadi di ruang hampa maupun bermedium. Perpindahan panas secara radiasi terjadi dengan cara pancaran gelombang elektromagnetik. Laju pancaran panas radiasi dapat ditulis sebagai berikut :

$$q_{\text{radiasi}} = \delta \cdot \tau \cdot A \cdot (\Delta T)^4 \quad (2.3)$$

Keterangan :

q_{radiasi} = Laju aliran panas/kalor secara radiasi (Btu/hr)

δ = Emisifitas, untuk benda hitam : 1 dan yang lain : 0 – 1

τ = Tetapan/konstanta Stefan Boltzman (5.57×10^{-8} W/ft²·°C)

A = Luas permukaan perpindahan panas (ft²)

ΔT = Perbedaan suhu (°F)

Pada heat exchanger tipe shell and tube, perpindahan panas yang terjadi adalah secara konduksi dan konveksi. Dimana perpindahan panas secara konduksi terjadi antara perpindahan panas pada fluida menuju ke dinding tube, dan perpindahan panas secara konveksi terjadi antara perpindahan panas dari dinding tube menuju fluida yang bersuhu lebih rendah daripada fluida yang memberi panas ke dinding tube. Oleh karenanya perpindahan panas pada heat exchanger tipe shell and tube ini sangat dipengaruhi oleh luas permukaan dari dinding tube.

Untuk perpindahan panas secara radiasi pada heat exchanger tipe ini umumnya tidaklah terlalu diperhatikan karena nilainya yang cenderung sangat kecil. Sehingga dapat dikatakan perpindahan panas secara radiasi bisa diabaikan.

2.6 PERHITUNGAN KINERJA HEAT EXCHANGER

Untuk melakukan evaluasi unjuk kerja alat heat exchanger, perlu dilakukan perhitungan unjuk kerja dari heat exchanger tersebut saat ini dibandingkan dengan kondisi awal peralatan (kondisi desain). Hal penting yang harus dilakukan sebelum melakukan perhitungan adalah mengambil suatu asumsi-asumsi, bahwa :

- Suhu fluida dalam shell adalah rata-rata suhu isothermal di setiap bagian.
- Luas permukaan perpindahan panas adalah sama di setiap pass.
- Overall coefficient perpindahan panas, laju aliran masing-masing fluida, dan specific heat masing-masing fluida adalah tetap (constant).
- Tidak terjadi perubahan phase pada fluida di dalam alat penukar panas tersebut.
- Heat losses tidak diperhitungkan karena relatif sangat kecil, jika dibandingkan dengan laju perpindahan panas.

2.6.1 Neraca Panas / Heat Balance

Perhitungan mengenai besarnya panas yang dilepas dan panas yang diterima adalah sama, disebut Neraca Panas (heat balance).

$$Q = q = W_t \times C_{p_t} \times (T_1 - T_2) = W_s \times C_{p_s} \times (t_1 - t_2) \quad (2.4)$$

Keterangan :

Q = Panas yang dilepaskan oleh fluida panas (Btu/hr)

q = Panas yang diterima oleh fluida dingin (Btu/hr)

W_t = Jumlah aliran masa fluida panas (lb/hr)

W_s = Jumlah aliran masa fluida dingin (lb/hr)

C_{p_t} = Panas jenis fluida panas (Btu/lb.°F)

C_{p_s} = Panas jenis fluida dingin (Btu/lb.°F)

T_1 = Suhu masuk fluida panas (°F)

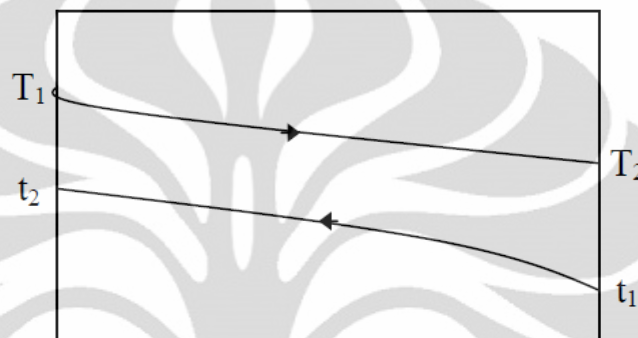
T_2 = Suhu keluar fluida panas (°F)

t_1 = Suhu masuk fluida dingin (°F)

t_2 = Suhu keluar fluida dingin (°F)

2.6.2 LMTD (Logaritmic Mean Temperature Difference)

LMTD adalah suatu nilai perhitungan untuk menentukan suhu penggerak (temperature driving force) untuk perpindahan panas di suatu sistem aliran. LMTD adalah suatu nilai rata-rata logaritma dari perbedaan temperature antara sisi panas dan sisi dingin pada heat exchanger. Semakin besar nilai LMTD, semakin banyak perpindahan panas yang terjadi. Untuk aliran counter flow pada unit di analisa, diagram LMTD nya adalah seperti gambar 2.8. di bawah.



Gambar 2.8. LMTD Aliran Counter Flow

$$LMTD = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln\left(\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}\right)} \quad (2.5)$$

Besarnya selisih suhu rata-rata sebenarnya atau LMTD terkoreksi (ΔT_{LMTD})

$$\Delta T_{LMTD} = F_t \times LMTD \quad (2.6)$$

Dimana nilai F_t (faktor koreksi) didapat dari grafik faktor koreksi LMTD dengan terlebih dahulu mencari R dan P dengan rumus sebagai berikut :

$$R = \frac{(T_1 - T_2)}{(t_2 - t_1)} \quad (2.7)$$

$$P = \frac{(t_2 - t_1)}{(T_1 - t_1)} \quad (2.8)$$

Keterangan :

R = Parameter penukar panas

P = Temperatur efisiensi penukar panas

2.6.3 Suhu Kalorik (Caloric Temperature)

Suhu kalorik adalah suhu rata-rata yang dipergunakan untuk menentukan sifat fisik fluida proses. Besarnya suhu kalorik dari shell dan tube side, ditentukan dengan persamaan-persamaan di bawah ini :

$$T_c = T_2 + [F_c \times (T_1 - T_2)] \rightarrow \text{Fluida panas} \quad (2.9)$$

$$t_c = t_1 + [F_c \times (t_2 - t_1)] \rightarrow \text{Fluida dingin} \quad (2.10)$$

Keterangan :

T_c = Suhu kalorik pada sisi fluida panas ($^{\circ}\text{F}$)

t_c = Suhu kalorik pada sisi fluida dingin ($^{\circ}\text{F}$)

F_c = Caloric friction

2.6.4 Luas Daerah Aliran (Flow Area)

Luas daerah aliran dari fluida area shell dan area tube dapat di kalkulasi dengan menggunakan persamaan di bawah ini :

$$A_s = \frac{D \times C' \times B}{144 \times P_t} \rightarrow \text{Area shell} \quad (2.11)$$

$$A_t = \frac{N_t \times A'_t}{144 \times n} \rightarrow \text{Area tube} \quad (2.12)$$

Keterangan :

A_s = Luas daerah aliran pada sisi shell (ft^2)

D = Diameter dalam shell (in)

C' = Jarak antar tube (in)

B = Jarak antar baffle plate (in)

P_t = Jarak antar sumbu tube (in)

A_t = Luas daerah aliran pada tube (ft^2)

N_t = Jumlah tube (batang)

A'_t = Luas daerah aliran per tube (in^2)

n = Jumlah pass

2.6.5 Kecepatan Aliran Massa (Mass Velocity)

$$G_s = \frac{W_s}{A_s} \rightarrow \text{Sisi shell} \quad (2.13)$$

$$G_t = \frac{W_t}{A_t} \rightarrow \text{Sisi tube} \quad (2.14)$$

Keterangan :

G_s = Kecepatan aliran massa pada shell side (lb/ft² . hr)

W_s = Kecepatan aliran massa fluida panas pada sisi shell (lb/hr)

A_s = Luas daerah aliran pada shell side (ft²)

G_t = Kecepatan aliran massa pada tube (lb/ft² hr)

W_t = Kecepatan aliran massa fluida dingin pada sisi tube (lb/hr)

A_t = Luas daerah aliran pada tube (ft²)

2.6.6 Bilangan Reynolds

$$Re_s = \frac{D_e \times G_s}{\mu} \rightarrow \text{Sisi shell} \quad (2.15)$$

$$Re_t = \frac{D \times G_t}{\mu} \rightarrow \text{Sisi tube} \quad (2.16)$$

Keterangan :

Re_s = Bilangan Reynold pada sisi shell

G_s = Kecepatan aliran massa pada shell (lb/ft² . hr)

D_e = Diameter ekivalen (ft)

μ = Viskositas fluida yang mengalir (lb/ft . hr)

Re_t = Bilangan Reynold pada sisi tube

G_t = Kecepatan aliran massa pada tube (lb/ft² . hr)

D = Diameter ekivalen (ft)

2.6.7 Faktor Perpindahan Panas (JH)

Faktor perpindahan panas baik pada sisi shell maupun tube dapat diperoleh dari tabel dengan menggunakan nilai bilangan Reynold.

2.6.8 Koefisien Perpindahan Panas

Nilai koefisien perpindahan panas pada bagian luar tube atau bagian dalam shell ditentukan dengan rumus :

$$\frac{h_o}{\phi_s} = JH \times \left(\frac{k}{D_e}\right) \times \left(\frac{C_p \times \mu}{k}\right)^{1/3} \quad (2.17)$$

Keterangan :

- h_o = Koefisien perpindahan panas pada shell (Btu/hr . ft² . °F)
- JH = Faktor perpindahan panas pada sisi shell
- D_e = Diameter ekivalen shell (ft)
- k = Konduktivitas panas fluida dalam shell (Btu/hr . ft² . °F/ft)
- μ = Viskositas fluida dalam shell (lb/ft . jam)
- C_p = Panas spesifik fluida dalam shell (Btu/lb. °F)
- ϕ_s = Rasio/perbandingan viskositas fluida pada suhu dinding tube di sisi shell

Nilai koefisien perpindahan panas pada bagian dalam tube ditentukan dengan rumus :

$$\frac{h_i}{\phi_t} = JH \times \left(\frac{k}{D}\right) \times \left(\frac{C_p \times \mu}{k}\right)^{1/3} \quad (2.18)$$

Keterangan :

- h_i = Koefisien perpindahan panas pada tube (Btu/hr . ft² . °F)
- JH = Faktor perpindahan panas pada sisi tube
- D_e = Diameter dalam tube (ft)
- k = Konduktivitas panas fluida dalam tube (Btu/hr . ft² . °F/ft)
- μ = Viskositas fluida dalam tube (lb/ft . hr)
- C_p = Panas spesifik fluida dalam tube (Btu/lb. °F)
- ϕ_t = Rasio/perbandingan viskositas fluida pada suhu dinding tube di sisi tube

2.6.9 Suhu pada Dinding Tube

Untuk menentukan harga suhu pada dinding tube (T_w), maka sebelumnya perlu ditentukan dahulu harga $\frac{h_{io}}{\phi_t}$, dimana nilainya dapat diperoleh dari persamaan :

$$\frac{h_{io}}{\phi_t} = \frac{h_i}{\phi_t} \times \frac{D}{OD_t} \quad (2.19)$$

Jadi besarnya harga suhu pada dinding tube (T_w) dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan :

$$T_w = t_c + \frac{\frac{h_o}{\phi_s}}{\frac{h_{io}}{\phi_t} + \frac{h_o}{\phi_s}} \times (T_c - t_c) \quad (2.20)$$

Keterangan :

T_w = Suhu pada dinding tube ($^{\circ}\text{F}$)

D = Diameter dalam tube (in)

OD_t = Diameter luar tube (in)

h_{io} = Koefisien perpindahan panas pada lapisan film keseluruhan dinding tube
($\text{Btu/hr ft}^2 \text{ } ^{\circ}\text{F}$)

2.6.10 Rasio Viskositas Fluida pada Suhu Dinding Tube

Rasio viskositas fluida pada suhu dinding tube di sisi shell ditentukan dengan rumus di bawah ini:

$$\phi_s = (\mu/\mu_w)^{0.14} \quad (2.21)$$

Keterangan :

ϕ_s = Rasio viskositas fluida pada sisi shell

μ = Viskositas fluida dalam shell pada suhu kalorik

μ_w = Viskositas fluida dalam shell pada suhu dinding tube

Rasio viskositas fluida pada suhu dinding tube di sisi shell ditentukan dengan rumus di bawah ini:

$$\phi_t = (\mu/\mu_w)^{0.14} \quad (2.22)$$

Keterangan :

ϕ_t = Rasio viskositas fluida pada sisi dalam tube

μ = Viskositas fluida dalam tube pada suhu kalorik

μ_w = Viskositas fluida dalam tube pada suhu dinding tube

Dimana nilai μ_w didapatkan dengan perhitungan :

$$\mu_w = (\text{nilai tabel}) \times 2.42 \quad (2.23)$$

2.6.11 Koefisien Perpindahan Panas Terkoreksi

Koefisien perpindahan panas terkoreksi pada lapisan film bagian dalam shell

(h_o) didapatkan dari harga $\frac{h_o}{\phi_s}$, maka diperoleh harga :

$$h_o = (h_o/\phi_s) \times \phi_s \quad (2.24)$$

Koefisien perpindahan panas terkoreksi pada lapisan film keseluruhan

dinding tube (h_{io}) didapatkan dari harga $\frac{h_{io}}{\phi_t}$, maka diperoleh harga :

$$h_{io} = (h_i/\phi_t) \cdot \phi_t \quad (2.25)$$

2.6.12 Clean Overall Heat Transfer Coefficient Design

Clean overall heat transfer coefficient design (U_c), adalah koefisien perpindahan panas pada saat alat penukar panas dalam keadaan bersih dan belum terdapat endapan atau kotoran.

$$U_c = \frac{h_{io} \times h_o}{h_{io} + h_o} \quad (2.26)$$

2.6.13 Overall Heat Transfer Coefficient Design

Overall heat transfer coefficient design (U_d) adalah koefisien perpindahan panas dari alat penukar panas yang telah dioperasikan dan sudah terdapat endapan atau kotoran.

$$U_d = \frac{Q_t}{A \times \Delta T_{LMTD}} \quad (2.27)$$

2.6.14 Faktor Pengotoran (Dirt/Fouling Factor)

Faktor pengotoran (R_d) adalah hambatan perpindahan panas akibat adanya endapan atau kotoran pada dinding perpindahan panas.

$$R_d = \frac{U_c - U_d}{U_c \times U_d} \quad (2.28)$$

2.6.15 Penurunan Tekanan (Pressure Drop)

Nilai penurunan tekanan pada sisi shell (ΔP_s) didapatkan dengan rumus :

$$\Delta P_s = \frac{f \times (G_s)^2 \times D \times (N+1)}{(5.22 \times 10^{10}) \times D_e \times S \times \phi_s} \quad (2.29)$$

Keterangan :

ΔP_s = Beda tekanan antara fluida pada saat masuk dengan tekanan fluida pada saat keluar pada shell side dari alat penukar panas (psi)

f = Friction factor (ft^2/in^2)

G_s = Kecepatan aliran massa yang melalui shell ($\text{lb}/\text{ft}^2 \cdot \text{hr}$)

D = Diameter dalam shell (ft)

N = Jumlah lintasan melintang (jumlah baffle plate)

D_e = Diameter ekivalen shell (ft)

S = Specific Gravity fluida dalam shell

ϕ_s = Rasio viskositas fluida dalam shell

Nilai penurunan tekanan pada sisi tube (ΔP_t) didapatkan dengan rumus :

$$\Delta P_t = \frac{f \times (G_t)^2 \times L \times n}{(5.22 \times 10^{10}) \times D \times S \times \phi_t} \quad (2.30)$$

Keterangan :

ΔP_t = Beda tekanan antara fluida pada saat masuk dengan tekanan fluida pada saat keluar pada tube side dari alat penukar panas (psi)

f = Friction factor (ft^2/in^2)

G_t = Kecepatan aliran massa yang melalui tube ($\text{lb}/\text{ft}^2 \text{ hr}$)

L = Panjang tube (ft)

n = Jumlah pass

D = Diameter dalam tube (ft)

S = Specific Gravity fluida dalam tube

ϕ_s = Rasio viskositas fluida dalam tube

2.6.16 Efektifitas Heat Exchanger

Nilai efektifitas dari heat exchanger diperoleh dengan rumus :

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{act}}}{Q_{\text{max}}} \times 100 \% \quad (2.31)$$

Keterangan :

ε = Efektifitas alat penukar panas

Q_{act} = Laju aliran perpindahan panas aktual (Btu/hr)

Q_{max} = Laju aliran perpindahan panas maksimal (Btu/hr)

2.7 FEEDER PUMP

Feeder adalah pompa yang digunakan untuk memberikan supply fluida ke dalam rangkaian proses alat penukar kalor unit HE-7. Tipe pompa yang digunakan adalah single stage centrifugal pump. Pompa feeder ini terdiri dari 2 unit yang dioperasikan secara redundant (saling mendukung) dimana bila satu unit mengalami kegagalan maka unit lainnya akan dioperasikan sebagai unit pengganti.

Pompa yang digunakan dalam rangkaian ini adalah pompa dengan merek Sundyne. Pompa tipe LMV-801 dan LMV-806 adalah pompa yang biasa digunakan dalam proses pengolahan di industri migas.

2.7.1 Pompa Sentrifugal

Pompa sebagai salah satu mesin aliran fluida hidrolis pada dasarnya digunakan untuk memindahkan fluida tak mampat (incompressible fluids) dari suatu tempat ke tempat lain dengan cara menaikkan tekanan fluida yang dipindahkan tersebut. Pompa akan memberikan energi mekanis pada fluida kerjanya, dan energi yang diterima fluida digunakan untuk menaikkan tekanan dan melawan tahanan-tahanan yang terdapat pada saluran-saluran instalasi pompa.

Pompa sentrifugal sebagai salah satu jenis pompa yang banyak dijumpai dalam industri bekerja dengan prinsip putaran impeler sebagai elemen pemindah fluida yang digerakkan oleh suatu penggerak mula. Zat cair yang berada di dalam akan berputar akibat dorongan sudu-sudu dan menimbulkan gaya sentrifugal yang menyebabkan cairan mengalir dari tengah impeler dan keluar melalui saluran di antara sudu-sudu dan meninggalkan impeler dengan kecepatan tinggi. Cairan dengan kecepatan tinggi ini dilewatkan saluran yang penampangnya makin membesar (diffuser) sehingga terjadi perubahan head (tinggi tekan) kecepatan menjadi head tekanan. Setelah cairan dilemparkan oleh impeler, ruang di antara sudu-sudu menjadi vacuum, menyebabkan cairan akan terhisap masuk sehingga terjadi proses pengisapan.

Mengingat luasnya aplikasi penggunaan pompa sentrifugal di mana sebagian besar memerlukan stabilitas yang tinggi dan performansi yang dapat diandalkan, maka perencanaan komponen penyusun dan pemeriksaan instalasinya harus dilakukan dengan teliti dan dapat diandalkan.

Turunnya performansi pompa secara tiba-tiba dan ketidakstabilan dalam operasi sering menjadi masalah yang serius dan mengganggu kinerja sistem secara keseluruhan.

2.7.2 Head Total Pompa Sentrifugal

Dalam perancangan pompa sentrifugal, selain kapasitas pemompaan, jenis fluida yang dipompa, dan kecepatan spesifik pompa, data lain yang diperlukan adalah besarnya tinggi tekan (head) total pompa. Untuk instalasi yang sudah direncanakan, head total pompa (H) dapat dihitung berdasarkan persamaan :

$H = \text{Head statis} + \text{Head dinamis}$

$$= (h_a + \Delta h_p) + \left(h_L + \frac{v_d^2}{2g}\right) \quad (2.32)$$

Di mana :

h_a = perbedaan tinggi antara muka air sisi keluar dan sisi isap (m)

Tanda (+) dipakai bila muka air sisi keluar lebih tinggi daripada sisi isap.

Δh_p = perbedaan head tekanan yang bekerja pada kedua permukaan air (m)

$$= \frac{P_2 - P_1}{\gamma}$$

h_L = berbagai head kerugian (*losses*) pada pipa, katup, belokan, sambungan, dll

$$= h_{L \text{ suction}} + h_{L \text{ discharge}}$$

$\frac{v_d^2}{2g}$ = head kecepatan keluar (m)

Besarnya head kerugian pada sisi isap dan sisi tekan ini dapat ditentukan melalui persamaan :

$$h_L = \left(f \times \frac{L \cdot v^2}{2g \cdot d} \right) + \sum K \cdot \frac{v^2}{2g} \quad (2.33)$$

Di mana :

f = koefisien gesekan pipa saluran

L = panjang pipa

v = kecepatan aliran fluida di dalam pipa

d = diameter pipa

K = koefisien tahanan *fitting* (katup, belokan, dsb.)

$v^2/2g$ = head kecepatan masuk/keluar

g = percepatan gravitasi

Faktor f (koefisien gesekan pipa) besarnya sangat tergantung dari jenis/pola aliran fluida pada saluran yang bersangkutan (aliran laminar atau turbulen). Kedua macam aliran ini dapat diketahui dengan menggunakan parameter Reynold Number (Re).

Reynold Number :

$$Re = \frac{v \cdot D}{\nu} \text{ di mana } \nu = \text{viskositas kinematik aliran}$$

Jika $Re < 4000$, maka aliran yang terjadi adalah laminar, dan :

$$f = \frac{64}{Re} \quad (2.34)$$

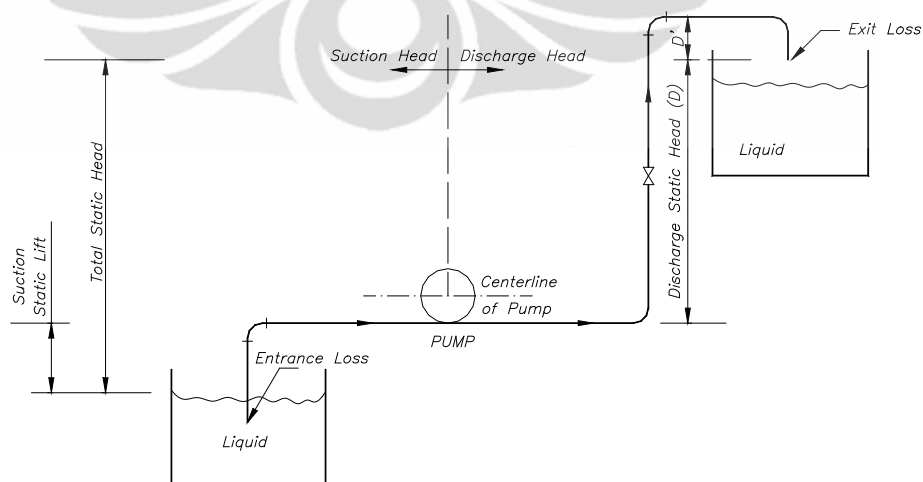
Jika $Re > 4000$, maka aliran adalah turbulen, dan :

$$f = 0.020 + \frac{0.0005}{D} \quad (\text{Formula Darcy}) \quad (2.35)$$

2.7.3 Net Positive Suction Head Available (NPSHa)

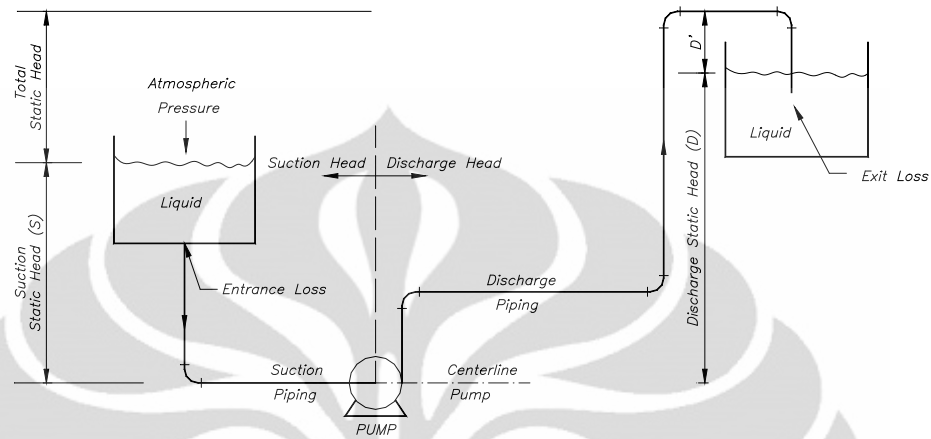
Head isap positif netto yang tersedia atau NPSH available (NPSHa) merupakan head yang dimiliki fluida pada sisi isap pompa (ekivalen dengan tekanan mutlak pada sisi isap pompa) dikurangi dengan tekanan uap jenuh fluida di tempat tersebut. Perhitungan NPSH available dilakukan berdasarkan instalasi dan posisi/letak pompa, beberapa di antaranya seperti berikut ini:

1. Pompa menghisap cairan dari tempat terbuka, posisi pompa di atas permukaan cairan yang dihisap :



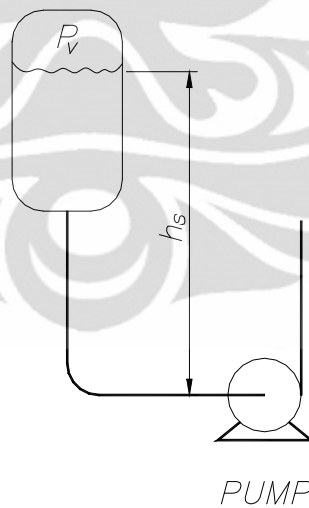
Gambar 2.9. Instalasi Pompa di Atas Permukaan Cairan Isap

2. Pompa menghisap cairan dari tangki terbuka, posisi pompa di bawah permukaan cairan yang dihisap :



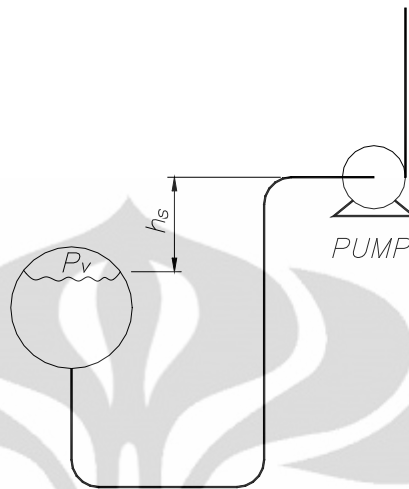
Gambar 2.10. Instalasi Pompa di Bawah Permukaan Cairan Isap

3. Pompa menghisap cairan dari tangki tertutup, letak pompa di bawah cairan yang dihisap:



Gambar 2.11. Instalasi Pompa Dengan Posisi di Bawah Tanki Isap

4. Pompa menghisap cairan dari tangki tertutup, pompa terletak di atas permukaan yang dihisap:



Gambar 2.12. Instalasi Pompa Dengan Posisi di Atas Tanki Isap

Besarnya NPSH yang tersedia untuk empat sistem di atas dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$NPSHa = \left(\frac{P_a - P_v}{\gamma} \right) \pm h_s - h_{Ls} \quad (2.36)$$

di mana:

P_a = tekanan atmosfer

P_v = tekanan uap jenuh

h_s = head isap statis

(+) untuk kondisi pompa di bawah permukaan cairan yang dihisap

(-) untuk kondisi pompa di atas permukaan cairan yang dihisap

h_{Ls} = head kerugian isap

γ = berat jenis fluida

2.7.4 Net Positive Suction Head Required (NPSHr)

Head isap positif netto yang diperlukan atau NPSH Required (NPSHr) adalah head minimal yang diperlukan untuk mencegah kavitasi pada laju aliran fluida yang diberikan. Besarnya harga NPSHr biasanya ditentukan dari pabrik pembuat pompa melalui beberapa pengujian. Untuk keperluan perancangan, besarnya NPSHr dihitung dengan persamaan :

$$NPSHr = \sigma \times H \quad (2.37)$$

di mana :

H = head aktual per tingkat pompa

σ = bilangan kavitasi Thoma

$$= \frac{8.8 \times 10^{-4}}{\eta_h^2} \times N_{sq}^{4/3}$$

η_h = efisiensi hidrolis pompa

N_{sq} = kecepatan spesifik kinematis

$$= \frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$

Q = kapasitas pompa (m^3/s)

H = head per tingkat (m)

n = putaran pompa (rpm)

Agar pompa dapat beroperasi dengan aman dan terhindar dari peristiwa kavitasi, maka sebagai syarat utama adalah harga NPSH yang tersedia (NPSHa) harus lebih besar daripada NPSH yang diperlukan (NPSHr).

BAB III

METODOLOGI PENELITIAN

3.1 METODE PENELITIAN

Penelitian merupakan suatu kegiatan ilmiah untuk menjawab hasrat keingintahuan manusia yang berkaitan dengan analisa dan konstruksi, yang dilakukan secara metodologis, sistematis dan konsisten. Metodologis berarti sesuai dengan metode atau cara tertentu, sistematis adalah berdasarkan suatu sistem, sedangkan konsisten berarti tidak adanya hal-hal yang bertentangan dalam suatu kerangka tertentu. Dengan demikian penelitian merupakan sarana yang dipergunakan oleh manusia untuk memperkuat, membina serta mengembangkan ilmu pengetahuan.

Sebagai kegiatan ilmiah, maka suatu penelitian telah dimulai, apabila peneliti berusaha untuk memecahkan masalah secara sistematis dengan metode tertentu, yakni metode ilmiah untuk menemukan kebenaran. Adalah langkah yang tepat untuk mengetahui strategi menentukan permasalahan dalam penulisan karya ilmiah, karena sebagai awal peneliti merencanakan mengadakan suatu penelitian yang dipikirkannya adalah masalah yang ditelitinya.

Kegiatan ini kemudian dilanjutkan dengan tujuan penelitian yang menjawab permasalahan penelitian. Jawaban terhadap tujuan penelitian ini menjadi bobot dari sebuah penelitian. Untuk menjawab tujuan penelitian tersebut, peneliti melaksanakan tahap-tahap penelitian yaitu: penyusunan latar belakang permasalahan dan tujuan penelitian, penyusunan kerangka teoritis dan konseptual, perumusan hipotesa penelitian (bila diperlukan), pengumpulan data, selanjutnya melaksanakan pengolahan data yang kemudian secara bersamaan maupun berkesinambungan melakukan analisa data, dan pada akhirnya menyusun sebuah laporan penelitian. Dalam menyusun laporan penelitian, pada akhirnya membuat kesimpulan yang merupakan jawaban dari tujuan penelitian dan menyusun saran atau rekomendasi berdasarkan pada pengolahan data hasil penelitian.

Agar tujuan penelitian dapat tercapai maka dalam penelitian ini digunakan beberapa metode penelitian, yaitu :

3.1.1 Metode Studi Pustaka

Merupakan metode pengumpulan data yang dilakukan dengan mengambil data atau keterangan dari buku literatur di perpustakaan, internet ataupun dari field. Kelebihan dari studi pustaka ini adalah peneliti dapat memperoleh banyak sumber tanpa perlu biaya, tenaga dan waktu. Akan tetapi dibutuhkan kepandaian peneliti untuk mencari buku yang relevan agar dapat dipakai sebagai sumber perolehan data dalam penelitian tersebut.

3.1.2 Metode Penelitian dan Proses Modifikasi Lapangan

Pada tahapan ini, peneliti melakukan kunjungan lapangan untuk dapat melakukan proses pengambilan data, gambar dan juga berdiskusi dengan maintenance dan production crew yang secara langsung bekerja pada unit heat exchanger HE-7 dan pada unit feeder pump tersebut. Selain itu, peneliti juga melakukan proses penelitian modifikasi bersama-sama dengan rekan di field.

3.1.3 Metode Pengolahan Data

Peneliti melakukan pengolahan data berdasarkan data yang didapatkan selama penulis melakukan kunjungan lapangan. Data ini kemudian diolah untuk mendapatkan Pada tahapan ini, peneliti melakukan kunjungan lapangan untuk dapat melakukan proses pengambilan data, gambar dan juga berdiskusi dengan maintenance dan production crew yang secara langsung bekerja pada unit heat exchanger HE-7 tersebut.

Secara garis besar, tahapan pengolahan data pada umumnya adalah sebagai berikut :

- Pemeriksaan/Validitas data lapangan
- Pengolahan Data
- Hasil Pengolahan Data → Menganalisis data

3.2 PENGAMBILAN DATA

3.2.1 Tempat Pengambilan Data

Proses pengambilan data secara studi pustaka dilakukan di Engineering Centre milik Chevron Indonesia Company yang ada di Pasir Ridge, Balikpapan. Sementara proses pengambilan data secara penelitian lapangan dilakukan di Santan Terminal, yaitu salah satu gathering station milik Chevron Indonesia Company yang berada di daerah Tanjung Santan.

3.2.2 Proses Pengambilan Data

Pengambilan data dilakukan melalui kunjungan lapangan antara tanggal 10 – 17 April 2011, dimana data yang di ambil adalah merupakan data operasional yang kemudian dilakukan perhitungan untuk menggunakan data terbesar selama jangka waktu penelitian untuk digunakan sebagai bahan evaluasi untuk mempertahankan kinerja unit HE-7.

Pengambilan data operasional secara umum di lakukan oleh plant operator. Dimana proses pengambilan data dilakukan di dalam control room menggunakan monitor-monitor kontrol yang terhubung ke lapangan dengan menggunakan sistem scada.



Gambar 3.1. Control Room



Gambar 3.2. Plant Operator Melakukan Pengambilan Data

3.3 PROSES MODIFIKASI

Proses modifikasi yang dilakukan adalah melakukan percobaan pemasangan dua pompa sundyne dengan tipe yang berbeda. Setelah proses instalasi pompa, dilakukan proses penghitungan flow dilakukan dengan menggunakan ultrasonic flow meter.

3.3.1 Pompa Sundyne

Pompa sundyne adalah satu pompa dengan sistem direct drive yang langsung menggunakan electric motor sebagai penggerakannya. Memiliki feature single stage, dan merupakan jenis pompa sentrifugal bertekanan tinggi. Tipe pompa yang akan digunakan dalam penelitian adalah tipe MLV-801 dan MLV-806.

Pompa LMV-801 dan LMV-806 memiliki bentuk dan data yang hampir spesifik. Yang membedakan keduanya adalah pada nilai kebutuhan head dan kemampuan tekanan kerja beserta bentuk dari impeller dan inducernya. Pompa LMV memiliki inducer yang berfungsi untuk menurunkan nilai HPSHr.



Gambar 3.3. Feeder Pump LMV-801

Pompa Feeder LMV-801 memiliki data sebagai berikut :

- Type : Single Stage High Speed Vertical pump
- Model : LMV-801
- Capacity : 10 - 50 GPM
- Disc. Press : 319.9 psig
- Suction Press : 260 psig
- Diff. Press : 59.9 psig
- Diff. Head : 301 ft
- NPSH Available : 5.0 ft
- NPSH Required : 3.5 ft
- Rotation : 2960 rpm
- Efficiency : 36.5
- Bhp : 7.3
- Max. Bhp : 8.2
- Max. Head : 338.2 ft
- Driver : 75 HP electrical motor



Gambar 3.4. Feeder Pump LMV-806

Pompa Feeder LMV-801 memiliki data sebagai berikut :

- Type : Single Stage High Speed Vertical pump
- Model : LMV-806
- Capacity : 10 - 50 GPM
- Disc. Press : 300 psig
- Suction Press : 260 psig
- Diff. Press : 40 psig
- Diff. Head : 301 ft
- NPSH Available : 5.0 ft
- NPSH Required : 3.5 ft
- Rotation : 2960 rpm
- Efficiency : 36.5
- Bhp : 7.3
- Max. Bhp : 8.2
- Max. Head : 338.2 ft
- Driver : 75 HP electrical motor

3.3.2 Ultrasonic Flow Meter

Pada proses penelitian ini peneliti menggunakan ultrasonic flow meter untuk melakukan pengukuran actual rate dari discharge pompa. Alat ukur ini digunakan sebagai acuan pembandingan dari instrument ukur yang ada pada sistem.



Gambar 3.5. Ultrasonic Flow Meter Eesiflo 6000 Series

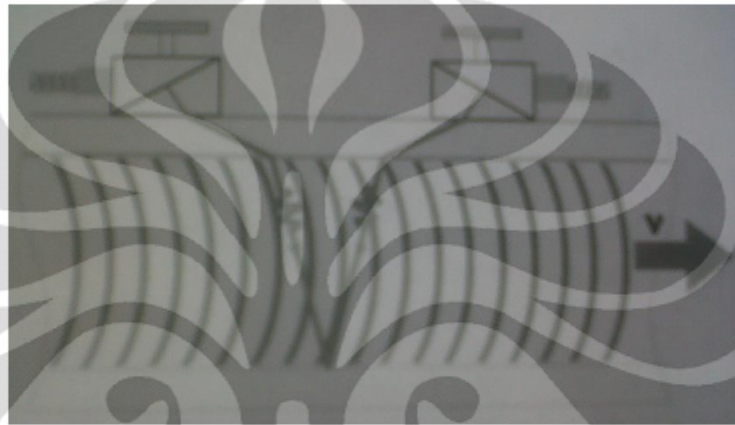
Ultrasonic flow meter EESIFLO 6000 Series ini adalah flowmeter yang menggunakan sinyal ultrasonic untuk mengukur aliran dalam pipa atau konduit. Alat ini dapat mengukur nilai :

- Kecepatan alir
- Volume dan massa aliran dan juga nilai total nya
- Heat flow rate dan nilai totalnya
- Kecepatan suara dari suatu media

Dengan menggunakan probe khusus, EESIFLO 6000 dapat juga digunakan untuk mengukur ketebalan dinding pipa.

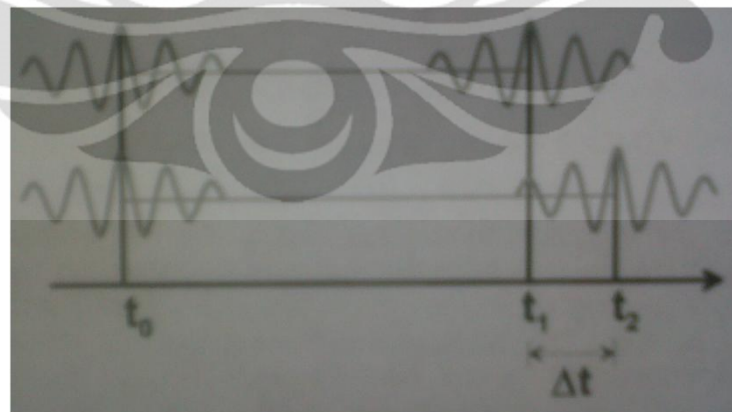
1. Prinsip Pengukuran

EESIFLO menggunakan sinyal ultrasonic untuk mengukur aliran liquid, yang jg disebut metode transit time, Sinyal ultrasonic ini dipancarkan dengan menggunakan transducer pertama yang di pasang pada satu sisi pipa, di refleksikan oleh sisi lain pipa untuk kemudian diterima oleh pemancar kedua. Sinyal ini dipancarkan secara bertahap searah dengan aliran liquid dan juga berlawanan dengan arah aliran liquid.



Gambar 3.6. Jejak Transit Dari Sinyal Ultrasonic

Karena media dimana sinyal ini menyebar dalam keadaan mengalir, maka transit time dari sinyal suara yang dipancarkan searah dengan aliran liquid akan lebih pendek daripada yang dipancarkan berlawanan dengan aliran liquid.



Gambar 3.7. Perbedaan Waktu Transit

Perbedaan transit-time ini diukur dan dijadikan sebagai nilai dari kecepatan rata-rata aliran dari jejak penyebaran sinyal ultrasonic.

2. Transducer

Transducer ini digunakan sebagai pemancar sinyal ultrasonic. Dimana ada tanda yang berbeda pada masing-masing transducer yang membentuk tanda panah. Pemasangan transducer ini haruslah sesuai dengan arah dari aliran liquid yang akan diukur.



Gambar 3.8. Tanda Panah Aliran Pada Transducer

3. Proses Pengukuran

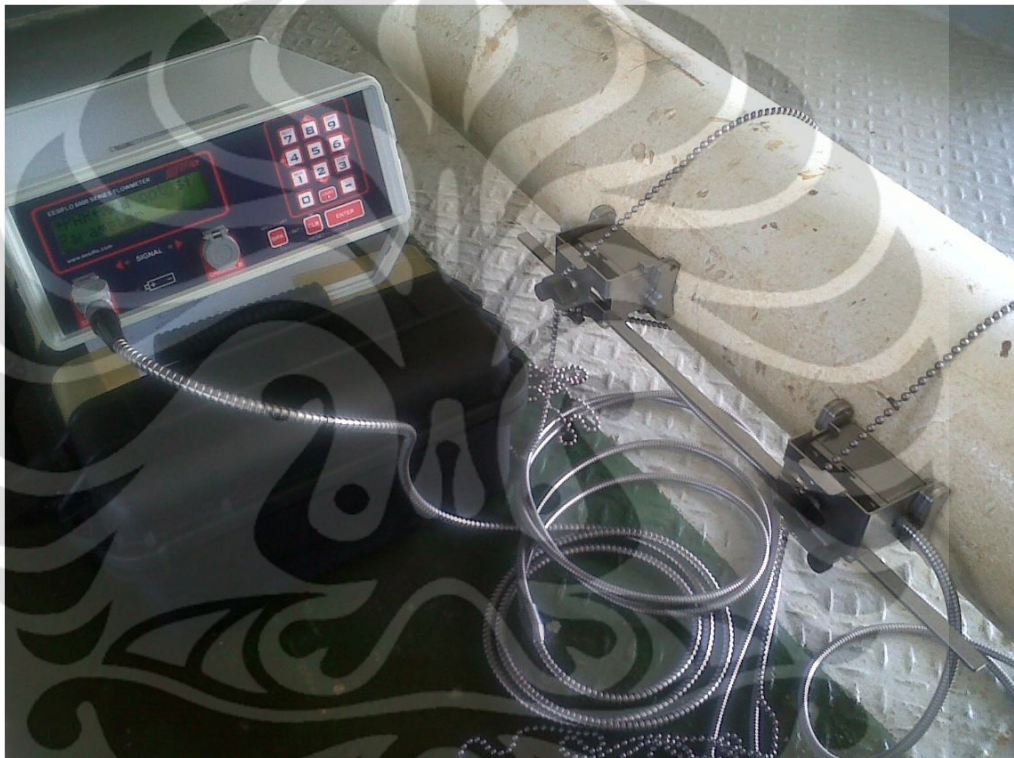
Proses pengukuran dilakukan dengan tahapan sebagai berikut :

- Melakukan pemasangan transducer pada posisi yang sudah ditentukan seperti di gambar di bawah :



Gambar 3.9. Posisi Pemasangan Transducer

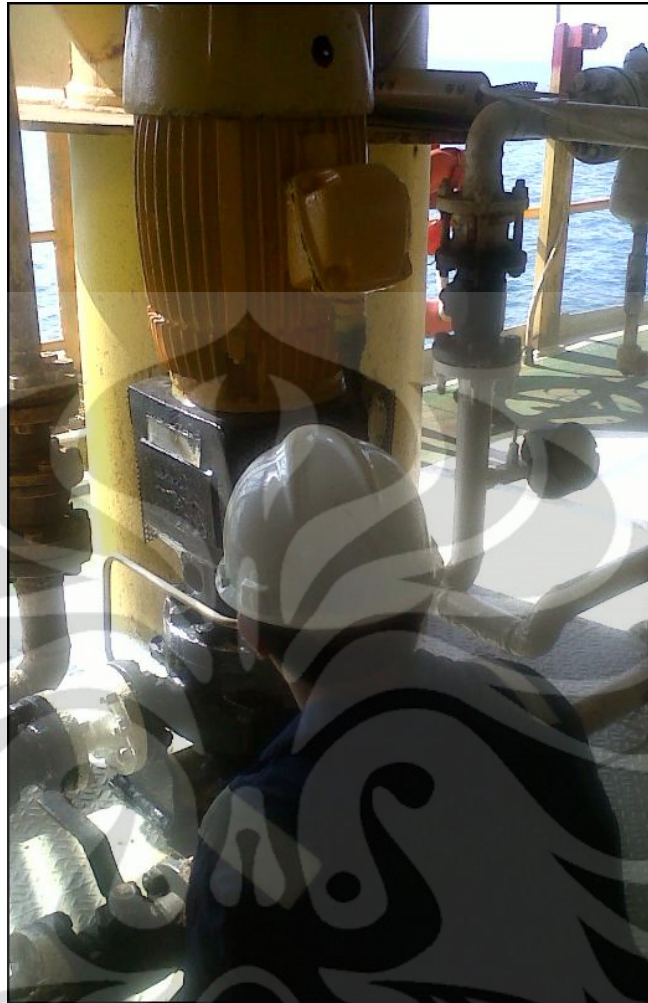
- Memasukan nilai dari parameter pipa yang dibutuhkan, seperti pipe outer diameter, wall thickness, pipe material, pipe lining, pipe roughness.
- Memasukan nilai dari parameter media yang dibutuhkan, seperti kecepatan suara, kecepatan kinematic, density, temperature media.
- Memasukan nilai dari parameter lain, seperti parameter transducer.
- Memulai proses pengukuran.



Gambar 3.10. Proses Pengukuran Aliran Dengan Ultrasonic Flowmeter

3.3.3 Pemasangan Pompa Feeder

Proses modifikasi pada sistem kerja feeder pump dilakukan dengan cara melakukan pemasangan pompa sundyne LMV-801 untuk kemudian dilakukan proses penghitungan flow. Setelah selama 2 hari pompa LMV-801 dioperasikan. Maka pompa tersebut diganti dengan pompa sundyne LMV-806 dan dilakukan juga proses penghitungan flow dengan menggunakan ultrasonic flow meter selama 2 hari.



Gambar 3.11. Proses Pemasangan Pompa

3.4 PENGOLAHAN DATA

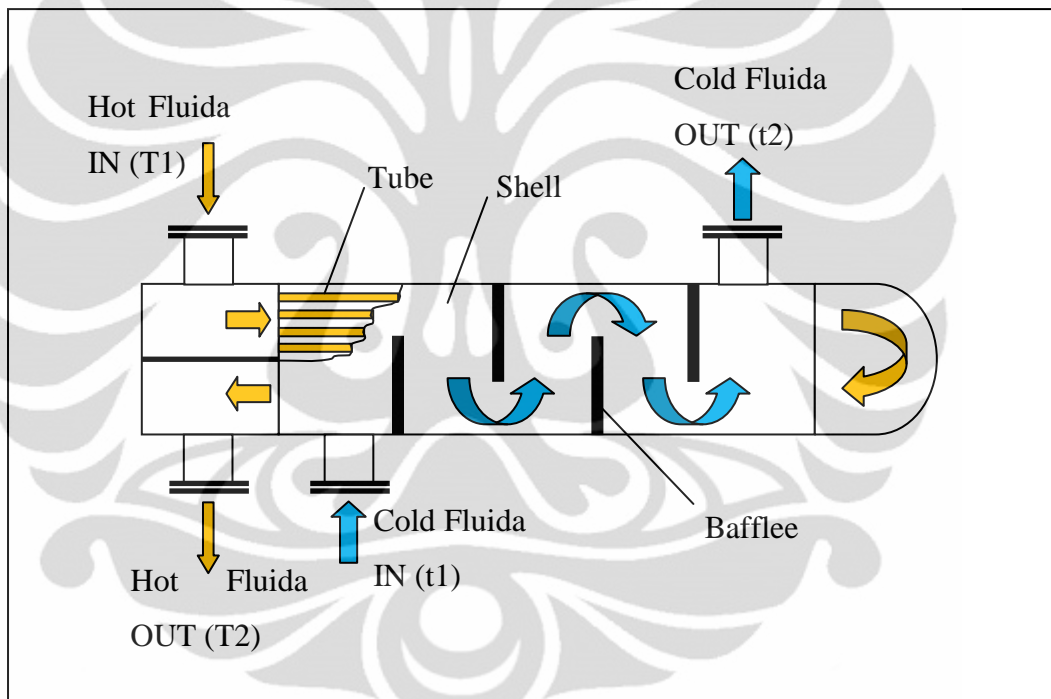
Pengolahan data adalah serangkaian operasi atau informasi yang diinginkan. Arti lain dari pengolahan data adalah suatu sistem yang akan mengolah masukan berupa data mentah menjadi suatu laporan yang terstruktur dan akurat.

Proses pengolahan data dilakukan secara analisis dengan menggunakan data-data mentah yang didapat dari hasil studi pustaka, penelitian lapangan dan juga proses modifikasi. Hasil dari pengolahan data ini akan menghasilkan suatu analisis data dan kesimpulan yang diharapkan dapat berguna bagi kepentingan peneliti maupun perusahaan.

BAB IV PERHITUNGAN DAN ANALISA DATA

4.1 DIAGRAM SISTEM KERJA

Heat exchanger yang dianalisa dalam penelitian ini adalah unit heat exchanger jenis shell and tube dengan nomor identifikasi HE-7 yang untuk selanjutnya akan disebut dengan HE-7, dimana unit tersebut di gunakan untuk melepaskan panas pada residu hydrocarbon C₄₊ (hidrokarbon kondensat) yang akan diproses pada sisi shell dan memberikan panas tersebut pada crude oil dalam hot oil system di sisi tube.



Gambar 4.1. Diagram Sistem Kerja Unit HE E-7

Hidrokarbon kondensat yang bersuhu lebih tinggi memasuki bagian shell melalui shell nozzle untuk kemudian mengalir dan mengalami pertukaran panas dengan crude oil yang bersuhu lebih dingin dan memasuki sistem kerja melalui tube stationary nozzle. Kondensat mengalir di dalam shell melalui segmented baffle dan mengalir keluar sistem melalui shell outlet nozzle. Sementara liquid panas yang mengalir di dalam tube bergerak melalui bagian rear end untuk kemudian memasuki tube pass ke-2 dan keluar dari sistem melalui tube outlet nozzle.



Gambar 4.2. Instalasi Unit HE – 7

4.2 DATA SPESIFIKASI UNIT DAN DATA OPERASI

Data spesifikasi unit berikut ini diambil dari data drawing spesifikasi unit HE-7 dan juga dari maintenance data sheet unit HE-7, sedang selengkapnya terdapat pada lampiran 1 dan lampiran 4.

Tabel 4.1. Data Spesifikasi Unit HE-7

No.	Deskripsi	Satuan	Sisi Shell	Sisi Tube
1.	Jenis fluida	-	Hidrokarbon Kondensat	Crude Oil
2.	Mass flowrate capacity	lbs/hr	7,374	27,022
3.	Specific gravity @ 60°F	-	0,8647	0.8602
4.	Temperature Design	°F	550	370
5.	Temperature Operasi	°F	in=500/out=203	in=176/out=96.8
6.	Tekanan hydrotest	Psig	525	375
7.	Jumlah pass (n)	-	1	2
8.	Jumlah tube (Nt)	-	-	159
9.	Jumlah baffle (Nb)	-	4	-
10.	Panjang tube (L)	inch	-	240
11.	Diameter luar (OD)	inch	18	0.75
12.	Wall thickness / BWG	inch	-	15
13.	Jarak pitch tube (Pt)	inch	-	1
14.	Jarak antar tube (C')	inch	-	0.25
15.	Jarak antar baffle (B)	inch	48	-
16.	Diameter dalam (ID)	-	-	0.75

Dari maintenance data sheet juga didapatkan data bahwa unit ini menggunakan kode TEMA R, dan segmented baffles.

Untuk data operasi, diambil dari data operasi pada saat penulis melakukan kunjungan lapangan antara tanggal 10 – 15 April 2011, dimana data tersebut merupakan data terbesar selama jangka waktu penelitian untuk digunakan sebagai bahan evaluasi dan optimasi unjuk kerja unit HE-7.

4.3 EVALUASI UNJUK KERJA UNIT HE – 7

4.3.1 Neraca Panas / Heat Balance

1. Neraca Panas Pada Sisi Shell (Q_s)

Untuk dapat melakukan perhitungan neraca panas, harus terlebih dahulu dilakukan pengolahan data dengan mencari nilai mass flow rate (W_s), suhu rata-rata (t_{av}) dan derajat API ($^{\circ}$ API). Kemudian data yang didapat dihubungkan dengan table pada lampiran 6 untuk mendapatkan nilai spesifik heat capacity fluida (C_p).

a. Mass flow rate hidrokarbon kondensat (W_s)

$$W_s = 7,374 \text{ lb/hr}$$

b. Spesific Heat (C_{p_s})

$$\begin{aligned} T_{av} &= \frac{(T_1 + T_2)}{2} \\ &= \frac{(500 \text{ }^{\circ}\text{F} + 203 \text{ }^{\circ}\text{F})}{2} = 351.5 \text{ }^{\circ}\text{F} \end{aligned} \quad (4.1)$$

$$\begin{aligned} ^{\circ}\text{API} &= \frac{141.5 \text{ }^{\circ}\text{F}}{\text{SG } 60/60 \text{ }^{\circ}\text{F}} - 135 \text{ }^{\circ}\text{F} \\ &= \frac{141.5 \text{ }^{\circ}\text{F}}{0.8647} - 135 \text{ }^{\circ}\text{F} = 32.14 \text{ }^{\circ}\text{API} \end{aligned} \quad (4.2)$$

Dari tabel di lampiran 6, hubungan antara nilai $T_{av} = 351.5 \text{ }^{\circ}\text{F}$ dengan nilai $^{\circ}\text{API} = 32.14 \text{ }^{\circ}\text{API}$; didapatkan nilai $C_{p_s} = 0.6 \text{ Btu/lb }^{\circ}\text{F}$

c. Panas yang diberikan oleh hidrokarbon kondensat (Q_s)

$$\begin{aligned} Q_s &= W_s \times C_{p_s} \times (T_1 - T_2) \\ &= 7,375 \text{ lb/h} \times 0.6 \text{ Btu/lb }^{\circ}\text{F} \times (500 \text{ }^{\circ}\text{F} - 203 \text{ }^{\circ}\text{F}) \\ &= 1,314,225 \text{ Btu/hr} \end{aligned}$$

2. Neraca Panas Pada Sisi Tube (Q_t)

a. Mass flow rate crude oil (W_t)

$$W_t = 27,022 \text{ lb/hr}$$

b. *Spesific Heat* (Cp_t)

$$t_{av} = \frac{(t_1 + t_2)}{2}$$

$$= \frac{(176 \text{ }^\circ\text{F} + 96.8 \text{ }^\circ\text{F})}{2} = 136.4 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$^\circ\text{API} = \frac{141.5 \text{ }^\circ\text{F}}{\text{SG } 60/60 \text{ }^\circ\text{F}} - 135 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$= \frac{141.5 \text{ }^\circ\text{F}}{0.8602} - 135 \text{ }^\circ\text{F} = 32.99 \text{ }^\circ\text{API}$$

Dari tabel di lampiran 6, hubungan antara nilai $T_{av} = 136.4 \text{ }^\circ\text{F}$ dengan nilai $^\circ\text{API} = 32.99 \text{ }^\circ\text{API}$; didapatkan nilai $Cp_t = 0.5 \text{ Btu/lb }^\circ\text{F}$

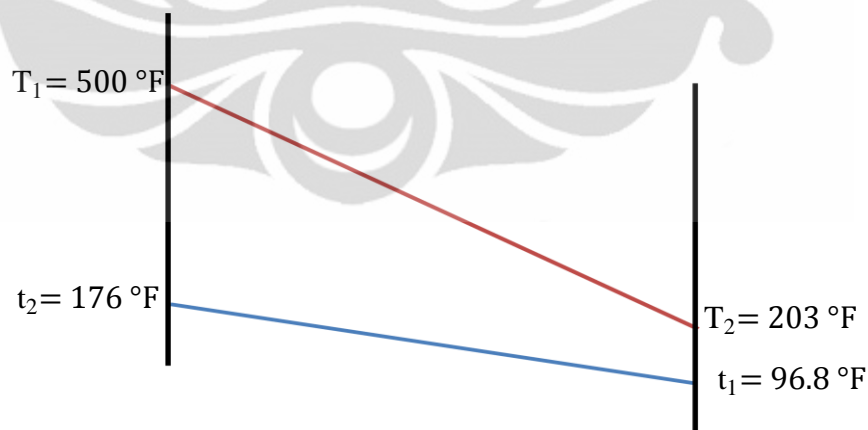
c. *Panas yang diberikan oleh crude oil* (Q_t)

$$Q_t = W_t \times Cp_t \times (t_2 - t_1)$$

$$= 27,022 \text{ lb/h} \times 0.5 \text{ Btu/lb }^\circ\text{F} \times (176 \text{ }^\circ\text{F} - 96.8 \text{ }^\circ\text{F})$$

$$= 1,070,071.2 \text{ Btu/hr}$$

4.3.2 LMTD (Logaritmic Mean Temperature Difference)



Gambar 4.3. LMTD Pada Unit HE E-7

Dari data temperature yang ada, dilakukan perhitungan selisih nilai antara sisi panas dan dingin dari fluida panas dan fluida dingin yang dimasukkan dalam tabel 4.2.

Tabel 4.2. Selisih Suhu Fluida Proses

SHELL SIDE Fluida Panas (T) (Hidrokarbon Kondensate)		TUBE SIDE Fluida Dingin (t) (Crude Oil)	Beda Suhu (Δ)
500	Sisi Panas	176	(Δt_h) = 324
203	Sisi Dingin	96.8	(Δt_c) = 106.2
297	Perbedaan Suhu	79.2	

$$\begin{aligned} \text{LMTD} &= \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln\left(\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}\right)} \\ &= \frac{(500^\circ\text{F} - 176^\circ\text{F}) - (203^\circ\text{F} - 96.8^\circ\text{F})}{\ln\left(\frac{500^\circ\text{F} - 176^\circ\text{F}}{203^\circ\text{F} - 96.8^\circ\text{F}}\right)} = 195.26^\circ\text{F} \end{aligned}$$

Jenis tipe aliran adalah 1 – 2 pass, maka faktor koreksi (F_t) bisa didapatkan dari tabel di lampiran 5 dengan terlebih dahulu melakukan perhitungan nilai R dan P :

$$R = \frac{(Th_1 - Th_2)}{(tc_2 - tc_1)} = \frac{(500^\circ\text{F} - 203^\circ\text{F})}{(176^\circ\text{F} - 96.8^\circ\text{F})} = 3.75$$

$$P = \frac{(tc_2 - tc_1)}{(Th_1 - tc_1)} = \frac{(176^\circ\text{F} - 96.8^\circ\text{F})}{(500^\circ\text{F} - 96.8^\circ\text{F})} = 0.19$$

Dari tabel di lampiran 5, hubungan antara nilai R = 3.75 dengan nilai P = 0.19; didapatkan nilai $F_t = 0.9$

Maka nilai LMTD terkoreksi adalah :

$$\begin{aligned} \Delta T_{\text{LMTD}} &= F_t \times \text{LMTD} \\ &= 0.9 \times 195.26^\circ\text{F} = 175.73^\circ\text{F} \end{aligned}$$

4.3.3 Suhu Kalorik (Caloric Temperature)

1. Koefisien faktor (F_c)

Pertama terlebih dulu dicari nilai koefisien caloric factor nya (K_c).

Dari tabel di lampiran 7, hubungan antara nilai selisih suhu shell side = 297 °F dengan nilai °API = 32.14; didapatkan nilai $K_c = 0.575$

$$\text{Kemudian ditentukan nilai } \frac{\Delta t_c}{\Delta t_h} = \frac{106.2^\circ\text{F}}{32.4^\circ\text{F}} = 0.33$$

Dari tabel di lampiran 7, hubungan antara nilai $K_c = 0.575$ dengan nilai $\frac{\Delta t_c}{\Delta t_h} = 0.33$; didapatkan nilai $F_c = 0.372$

2. Suhu Kalorik

a. Suhu Kalorik Sisi Shell (T_c)

$$\begin{aligned} T_c &= T_2 + [F_c \times (T_1 - T_2)] \\ &= 203 \text{ }^\circ\text{F} + [0.372 \times (500 \text{ }^\circ\text{F} - 203 \text{ }^\circ\text{F})] \\ &= 313.5 \text{ }^\circ\text{F} \end{aligned}$$

b. Suhu Kalorik Sisi Tube (t_c)

$$\begin{aligned} t_c &= t_1 + [F_c \times (t_2 - t_1)] \\ &= 96.8 \text{ }^\circ\text{F} + [0.372 \times (176 \text{ }^\circ\text{F} - 96.8 \text{ }^\circ\text{F})] \\ &= 126.3 \text{ }^\circ\text{F} \end{aligned}$$

4.3.4 Luas Daerah Aliran (Flow Area)

1. Luas Daerah Aliran Sisi Shell (A_s)

Nominal Shell Diameter	Minimum Thickness			
	Carbon Steel		Alloy *	
	Pipe	Plate		
6 (152)	SCH. 40	-	1/8 (3.2)	
8 - 12 (203-305)	SCH. 30	-	1/8 (3.2)	
13 - 29 (330-737)	SCH. STD	3/8 (9.5)	3/16 (4.8)	
30 - 39 (762-991)	-	7/16 (11.1)	1/4 (6.4)	
40 - 60 (1016-1524)	-	1/2 (12.7)	5/16 (7.9)	
61 - 80 (1549-2032)	-	1/2 (12.7)	5/16 (7.9)	
81 - 100 (2057-2540)	-	1/2 (12.7)	3/8 (9.5)	

Tabel 4.3. Standard TEMA R-3.13

Untuk pipa dengan OD = 18 in dan menggunakan standard TEMA R, diharuskan menggunakan pipa SCH.STD. Dari tabel lampiran 16 didapatkan nilai minimum ketebalan shell dan inside diameter nya; $D = 17.25$ in

$$\begin{aligned} A_s &= \frac{D \times C' \times B}{144 \times P_t} \\ &= \frac{17.25 \text{ in} \times 0.25 \text{ in} \times 48''}{144 \times 1 \text{ in}} = 1.44 \text{ ft}^2 \end{aligned}$$

2. Luas Daerah Aliran Sisi Tube (A_t)

Dari tabel di lampiran 8, hubungan antara nilai OD tube = 0.75 in dengan nilai BWG = 15; didapatkan nilai $A'_t = 0.289$

$$\begin{aligned} A_t &= \frac{N_t \times A'_t}{144 \times n} \\ &= \frac{159 \times 0.289 \text{ in}^2}{144 \times 2} = 0.16 \text{ ft}^2 \end{aligned}$$

4.3.5 Kecepatan Aliran Massa (Mass Velocity)

1. Kecepatan Aliran Massa Sisi Shell (G_s)

$$\begin{aligned} G_s &= \frac{W_s}{A_s} \\ &= \frac{7,374 \text{ lb/hr}}{1.44 \text{ ft}^2} = 5,120.8 \text{ lb/ft}^2 \text{ hr} \end{aligned}$$

2. Kecepatan Aliran Massa Sisi Tube (G_t)

$$\begin{aligned} G_t &= \frac{W_t}{A_t} \\ &= \frac{27,022 \text{ lb/hr}}{0.16 \text{ ft}^2} = 168,887.5 \text{ lb/ft}^2 \text{ hr} \end{aligned}$$

4.3.6 Bilangan Reynolds

1. Bilangan Reynolds Pada Sisi Shell (Re_s)

Dari tabel dilampiran 10, hubungan antara nilai OD tube = 3/4" dengan nilai Pitch = 1; didapatkan nilai $D_e = 0.73 \text{ in} = 0.06 \text{ ft}$

Dari tabel dilampiran 9, hubungan antara nilai $T_c = 313.5 \text{ }^\circ\text{F}$ dengan $^\circ\text{API} = 32.14$; didapatkan nilai $\mu = 0.85 \rightarrow \mu = 0.85 \times 2.42 \text{ lb/ft hr} = 2.06 \text{ lb/ft hr}$

$$\begin{aligned} Re_s &= \frac{D_e \cdot G_s}{\mu} \\ &= \frac{0.06 \text{ ft} \times 5,120.8 \text{ lb/ft}^2 \text{ hr}}{2.06 \text{ lb/ft hr}} \\ &= 149 \end{aligned}$$

2. Bilangan Reynolds Pada Sisi Tube (Re_t)

Dari tabel dilampiran 8, hubungan antara nilai OD tube = 3/4 in dengan nilai BWG = 15; didapatkan nilai $D = 0.606 \text{ in} = 0.0505 \text{ ft}$

Dari tabel dilampiran 9, hubungan antara nilai $t_c = 126.3 \text{ }^\circ\text{F}$ dengan $^\circ\text{API} = 32.99$; didapatkan nilai $\mu = 4.4 \rightarrow \mu = 4.4 \times 2.42 \text{ lb/ft hr} = 10.64 \text{ lb/ft hr}$

$$\begin{aligned} Re_t &= \frac{D \cdot G_t}{\mu} \\ &= \frac{0.0505 \text{ ft} \times 168,887.5 \text{ lb/ft}^2 \text{ hr}}{10.64 \text{ lb/ft hr}} \\ &= 802 \end{aligned}$$

4.3.7 Faktor Perpindahan Panas (JH)

1. Faktor Perpindahan Panas Pada Sisi Shell (JH_s)

Dari tabel dilampiran 10, menggunakan nilai $Re_s = 149$; maka didapatkan nilai faktor perpindahan panas pada sisi shell (JH_s) = 7

2. Faktor Perpindahan Panas Pada Sisi Tube (JH_t)

Faktor perpindahan panas pada sisi tube (JH_t) didapatkan dari lampiran 11, dimana :

$$\begin{aligned} L &= 240 \text{ in} = 20 \text{ ft} \\ D &= 0.606 \text{ in} = 0.0505 \text{ ft} \\ L/D &= 396 \end{aligned}$$

Dari tabel dilampiran 11, menggunakan nilai $Re_t = 802$ dan $L/D = 396$; maka didapatkan nilai faktor perpindahan panas pada sisi tube (JH_t) = 2.3

4.3.8 Koefisien Perpindahan Panas

1. Koefisien Perpindahan Panas Pada Sisi Shell (h_o)

Dari tabel dilampiran 12, menggunakan nilai $T_c = 313.5 \text{ }^\circ\text{F}$ dengan $^\circ\text{API} = 32.14$; maka didapatkan nilai $k = 0.072 \text{ Btu/hr ft}^2 \text{ }^\circ\text{F/ft}$

Dari tabel dilampiran 6, menggunakan nilai $T_c = 313.5 \text{ }^\circ\text{F}$ dengan $^\circ\text{API} = 32.14$; maka didapatkan nilai $C_p = 0.59$

$$\begin{aligned}\frac{h_o}{\phi_s} &= 7 \times \left(\frac{0.072}{0.06}\right) \times \left(\frac{0.59 \times 2.06}{0.072}\right)^{1/3} \\ &= 21.54 \text{ Btu/hr.ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}\end{aligned}$$

2. Koefisien Perpindahan Panas Pada Sisi Tube (h_i)

Dari tabel dilampiran 12, menggunakan nilai $t_c = 126.3 \text{ }^\circ\text{F}$ dengan $^\circ\text{API} = 32.99$; maka didapatkan nilai $k = 0.076 \text{ Btu/hr.ft}^2 \cdot ^\circ\text{F/ft}$

Dari tabel dilampiran 6, menggunakan nilai $t_c = 126.3 \text{ }^\circ\text{F}$ dengan $^\circ\text{API} = 32.99$; maka didapatkan nilai $C_p = 0.49$

$$\begin{aligned}\frac{h_i}{\phi_t} &= 2.3 \times \left(\frac{0.076}{0.0505}\right) \times \left(\frac{0.49 \times 10.64}{0.076}\right)^{1/3} \\ &= 14.17 \text{ Btu/hr.ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}\end{aligned}$$

4.3.9 Suhu pada Dinding Tube

Sebelumnya ditentukan dulu harga $\frac{h_{io}}{\phi_t}$, dimana nilainya dapat diperoleh dari

persamaan :

$$\begin{aligned}\frac{h_{io}}{\phi_t} &= \frac{h_i}{\phi_t} \times \frac{D}{OD_t} \\ &= 14.17 \times \frac{0.606}{0.75} \\ &= 11.45 \text{ Btu/hr.ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}T_w &= 126.3 \text{ }^\circ\text{F} + \frac{21.54}{11.45 + 21.54} \times (313.5 \text{ }^\circ\text{F} - 126.3 \text{ }^\circ\text{F}) \\ &= 292.32 \text{ }^\circ\text{F}\end{aligned}$$

4.3.10 Rasio Viskositas Fluida

1. Rasio Viskositas Fluida Pada Sisi Shell (ϕ_s)

Dari tabel dilampiran 9, hubungan antara $T_w = 292.32$ °F dengan °API = 32.14; didapatkan nilai $\mu_w = 1.09 \rightarrow \mu_w = 1.09 \times 2.42$ lb/ft hr = 2.64 lb/ft hr

$$\begin{aligned}\phi_s &= (\mu/\mu_w)^{0.14} \\ &= \left(\frac{2.06 \text{ lb/ft} \cdot \text{hr}}{2.64 \text{ lb/ft} \cdot \text{hr}}\right)^{0.14} \\ &= 0.97\end{aligned}$$

2. Rasio Viskositas Fluida Pada Sisi Tube (ϕ_t)

Dari tabel dilampiran 9, hubungan antara $T_w = 292.32$ °F dengan °API = 32.99; didapatkan nilai $\mu_w = 1.05 \rightarrow \mu_w = 1.05 \times 2.42$ lb/ft hr = 2.54 lb/ft hr

$$\begin{aligned}\phi_t &= (\mu/\mu_w)^{0.14} \\ &= \left(\frac{10.64 \text{ lb/ft} \cdot \text{hr}}{2.54 \text{ lb/ft} \cdot \text{hr}}\right)^{0.14} \\ &= 1.22\end{aligned}$$

4.3.11 Koefisien Perpindahan Panas Terkoreksi

1. Koefisien Perpindahan Pada Sisi Dalam Shell / Panas Dinding Luar Tube

$$\begin{aligned}h_o &= (h_o/\phi_s) \times \phi_s \\ &= 21.54 \text{ Btu/hr ft}^2 \text{ }^\circ\text{F} \times 0.97 \text{ Btu/hr ft}^2 \text{ }^\circ\text{F} = 22.21 \text{ Btu/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{F}\end{aligned}$$

2. Koefisien Perpindahan Pada Sisi Dinding Dalam Tube

$$\begin{aligned}h_{io} &= (h_i/\phi_t) \times \phi_t \\ &= 14.17 \text{ Btu/hr ft}^2 \text{ }^\circ\text{F} \times 1.22 \text{ Btu/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{F} = 17.93 \text{ Btu/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{F}\end{aligned}$$

4.3.12 Clean Overall Heat Transfer Coefficient Design

$$\begin{aligned}U_c &= \frac{h_{io} \times h_o}{h_{io} + h_o} \\ &= \frac{17.93 \times 22.21}{17.93 + 22.21} = 1.967 \text{ Btu/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{F}\end{aligned}$$

4.3.13 Overall Heat Transfer Coefficient Design

$$U_d = \frac{Q_t}{A + \Delta T_{LMTD}}$$

Keterangan :

$$A = N \cdot L \cdot a'$$

$$a' = 0.1963 ; \text{didapatkan dari lampiran 8}$$

$$A = 159 \times 20 \text{ ft} \times 1.091 \text{ ft} \\ = 3,469.38 \text{ ft}^2$$

Q_t = panas yang diterima oleh fluida dingin (sisi tube)

$$U_d = \frac{1,070,071.2 \text{ Btu/hr}}{3,469.38 \text{ ft}^2 \times 175.73 \text{ }^\circ\text{F}} \\ = 1.755 \text{ Btu/hr ft}^2 \text{ }^\circ\text{F}$$

4.3.14 Faktor Pengotoran (Dirt Fouling Factor)

$$R_d = \frac{U_c - U_d}{U_c \times U_d} \\ = \frac{1.967 - 1.755}{1.967 \times 1.755} \\ = 0.061 \text{ hr }^\circ\text{F ft}^2 / \text{Btu}$$

4.3.15 Penurunan Tekanan (Pressure Drop)

1. Penurunan Tekanan Pada Sisi Shell (ΔP_s)

$$\Delta P_s = \frac{f \times (G_s)^2 \times D \times (N+1)}{(5.22 \times 10^{10}) \times D_e \times SG \times \phi_s}$$

Keterangan :

$$f = 0.005 \text{ ft}^2 / \text{in}^2$$

diperoleh dari lampiran 13 pada nilai $Re_s = 149.15$

$$D = 17.25 \text{ in} = 1.4375 \text{ ft}$$

$$N + 1 = 12 \times L/B$$

$$= 12 \times (20/4) = 60$$

$$\Delta P_s = \frac{0.005 \times (5,120.8)^2 \times 1.4375 \times 60}{(5.22 \times 10^{10}) \times 0.06 \times 0.8422 \times 0.97}$$

$$= 0.0044 \text{ psi}$$

2. Penurunan Tekanan Pada Sisi Tube (ΔP_t)

$$\Delta P_t = \frac{f \times (G_t)^2 \times L \times n}{(5.22 \times 10^{10}) \times D \times SG \times \phi_t}$$

Keterangan :

$$f = 0.0006 \text{ ft}^2 / \text{in}^2$$

diperoleh dari lampiran 14 pada nilai $Re_t = 801,58$

$$\Delta P_t = \frac{0.0006 \times (168,887.5)^2 \times 20 \times 2}{(5.22 \times 10^{10}) \times 0.0505 \times 0.8602 \times 1.22}$$

$$= 0.245 \text{ psi}$$

4.3.16 Efektifitas Unit HE-7

1. Laju Kapasitansi Panas Minimum

$$C_c = C_{\text{cold}} = C_{\text{tube}}$$

$$C_t = W_t \times C_{p_t}$$

$$= 27,022 \text{ lb/h} \times 0.5 \text{ Btu/lb}$$

$$= 13,511 \text{ Btu/hr} \cdot ^\circ\text{F}$$

$$C_h = C_{\text{hot}} = C_{\text{shell}}$$

$$C_s = W_s \times C_{p_s}$$

$$= 7,374 \text{ lb/h} \times 0.6 \text{ Btu/lb}$$

$$= 4,424.4 \text{ Btu/hr} \cdot ^\circ\text{F}$$

Nilai terkecil dari C_{cold} dan C_{hot} disebut juga sebagai laju kapasitansi panas minimum (C_{min}). Dari perhitungan di atas, nilai $C_t > C_s$; maka $C_s = C_{\text{min}}$

Tabel 4.4. Laju Perpindahan Panas

2. Laju Perpindahan Panas Maksimal	3. Laju Perpindahan Panas Aktual
$Q_{maks} = C_{min} \times (T_1 - t_1)$ $= 7,374 \times (500 - 9.8)$ $= 2,973,196.8 \text{ Btu/hr}$	$Q_{act} = C_t \times (t_2 - t_1)$ $= 13,511 \times (176 - 96.8)$ $= 1,070,071.2 \text{ Btu/hr}$

4. Efektifitas HE-7

$$\varepsilon = \frac{Q_{act}}{Q_{max}} \times 100 \%$$

$$= \frac{1,070,071.2}{2,973,196.8} \times 100 \% = 35.99 \%$$

Dari analisa data yang ada, didapatkan nilai efektifitas adalah 35.99 %

4.3.17 Nilai Faktor Pengotoran (Dirt Factor) Berdasarkan TEMA

Berdasarkan standar TEMA, faktor pengotoran pada alat penukar panas secara teoritis dapat diperoleh dengan persamaan :

$$R_d = R_{d1} + R_{d2} \quad (4.3)$$

Berdasarkan lampiran 15, hidrokarbon kondensate adalah termasuk residual bottom, less than 25° API, maka diperoleh faktor pengotorannya adalah 0,005 hr.ft².°F/Btu

Kecepatan alir fluida proses sisi tube :

$$V = Q_{cap} / A \quad (4.4)$$

Keterangan :

V = kecepatan fluida panas (fps)

Qcap = kapasitas fluida proses (27,022 lb/hr)

A = luas permukaan alir fluida proses (1.44 ft²)

$$W_t = 27,022 \text{ lb/hr}$$

$$\text{Vol. Crude Oil} = \frac{W_t}{\frac{1 \text{ hr}}{24 \text{ hr}} \times \text{SG Crude Oil} \times \rho_{\text{air}}} \quad (4.5)$$

$$\begin{aligned} \text{Vol. Crude Oil} &= \frac{27,022 \text{ lb/hr}}{\frac{1 \text{ hr}}{24 \text{ hr}} \times 0.8602 \times \frac{1 \text{ kg}}{1 \text{ lb}} \times \frac{2,205 \text{ lb}}{1 \text{ kg}}} = 341,926 \text{ lb/hr} \\ &= 341.926 \text{ m}^3/\text{hr} \end{aligned}$$

$$V = \frac{341,926 \frac{\text{m}^3}{\text{hr}} \times (3.2803)^3 \text{ ft}^3}{24 \text{ hr} \times 3600 \text{ sec} \times 0.16 \text{ ft}^2} = 0.87 \text{ fps}$$

Berdasarkan lampiran 15, crude oil dengan suhu operasi di bawah 199°F dan kecepatan alir (V_t) kurang dari 2 fps, maka faktor pengotorannya adalah 0.003 hr.ft².°F/Btu

Faktor pengotoran alat penukar panas

$$\begin{aligned} R_d &= R_{d1} + R_{d2} \\ &= 0.005 + 0.003 \\ &= 0.008 \text{ hr.ft}^2.\text{°F/Btu} \end{aligned}$$

4.3.18 Nilai Penurunan Tekanan Berdasarkan TEMA

Berdasarkan standar TEMA, harga penurunan tekanan pada alat penukar yang diijinkan untuk masing-masing aliran menurut D.Q. Kern adalah sebagai berikut :

Untuk aliran liquid : max (ΔP) = 10 psi

Untuk aliran gas : max (ΔP) = 1,5 ÷ 2 psi

4.4 EVALUASI MODIFIKASI SISTEM KERJA FEEDER PUMP

4.4.1 Data Flowrate Pada Modifikasi Pompa Feeder

Pertama kali, modifikasi sistem kerja ini dilakukan dengan melakukan pemasangan pompa sundyne LMV-801. Proses pengambilan data setelah pompa LMV-801 dioperasikan adalah selama 2 hari (48 jam). Setelah itu, dilakukan pompa LMV-801 dilepas dan diganti dengan menggunakan unit pompa LMV-806 yang juga dioperasikan dan diambil datanya selama 48 jam.

Tabel 4.5. Data Flowrate Proses Modifikasi

Pump Type	Data Sheet Flowrate	Actual Flowrate	Mass Flowrate
LMV-801	10 - 50 gpm	19.7 gpm	7,293 lbs/hr
LMV-806	10 - 50 gpm	27.8 gpm	10,292 lbs/hr

Dari data tabel di atas, kita lakukan perhitungan laju kapasitas minimum untuk menentukan apakah apakah laju kapasitas yang didapat adalah C_{cold} atau C_{hot} .

4.4.2 Nilai Efektivitas HE-7 Dengan Pompa Feeder LMV-801

1. Laju Kapasitas Panas Minimum

Nilai dari C_t adalah dianggap tetap, karena tidak dilakukan proses modifikasi pada sistem kerja hot oil (terminol 55).

$$C_c = C_{cold} = C_{tube}$$

$$\begin{aligned} C_t &= W_t \times C_{p_t} \\ &= 27,022 \text{ lb/h} \times 0.5 \text{ Btu/lb} \\ &= 13,511 \text{ Btu/hr} \cdot ^\circ\text{F} \end{aligned}$$

$$C_h = C_{hot} = C_{shell}$$

$$\begin{aligned} C_s &= W_s \times C_{p_s} \\ &= 7,293 \text{ lb/h} \times 0.6 \text{ Btu/lb} \\ &= 4,375.8 \text{ Btu/hr} \cdot ^\circ\text{F} \end{aligned}$$

Dari perhitungan di atas, nilai $C_t > C_s$; maka $C_{shell} = C_{min}$

Tabel 4.6. Laju Perpindahan Panas Dengan Pompa LMV-801

2. Laju Perpindahan Panas Maksimal	3. Laju Perpindahan Panas Aktual
$Q_{maks} = C_{min} \times (T_1 - t_1)$ $= 7,293 \times (500 - 9.8)$ $= 2,940,537.6 \text{ Btu/hr}$	$Q_{act} = C_t \times (t_2 - t_1)$ $= 13,511 \times (176 - 96.8)$ $= 1,070,071.2 \text{ Btu/hr}$

4. Efektifitas HE-7

$$\varepsilon = \frac{Q_{act}}{Q_{max}} \times 100 \%$$

$$= \frac{1,070,071.2}{2,940,537.6} \times 100 \% = 36.39 \%$$

Dari analisa data yang ada, bisa kita simpulkan bahwa dengan menggunakan pompa feeder type LMV-801 kita bisa mempertahankan kinerja heat exchanger hingga mencapai angka efektifitas sebesar 36.99 %

4.4.3 Nilai Efektivitas HE-7 Dengan Pompa Feeder LMV-806

1. Laju Kapasitansi Panas Minimum

Nilai dari C_t adalah dianggap tetap, karena tidak dilakukan proses modifikasi pada sistem kerja hot oil (terminol 55).

$$C_c = C_{cold} = C_{tube}$$

$$C_t = W_t \times C_{p_t}$$

$$= 27,022 \text{ lb/h} \times 0.5 \text{ Btu/lb}$$

$$= 13,511 \text{ Btu/hr} \cdot ^\circ\text{F}$$

$$C_h = C_{hot} = C_{shell}$$

$$C_s = W_s \times C_{p_s}$$

$$= 10,292 \text{ lb/h} \times 0.6 \text{ Btu/lb}$$

$$= 6,175.2 \text{ Btu/hr} \cdot ^\circ\text{F}$$

Dari perhitungan di atas, nilai $C_t > C_s$; maka $C_{shell} = C_{min}$

Tabel 4.7. Laju Perpindahan Panas Dengan Pompa LMV-806

2. Laju Perpindahan Panas Maksimal	3. Laju Perpindahan Panas Aktual
$Q_{maks} = C_{min} \times (T_1 - t_1)$ $= 10,292 \times (500 - 9.8)$ $= 4,149,734.4 \text{ Btu/hr}$	$Q_{act} = C_t \times (t_2 - t_1)$ $= 13,511 \times (176 - 96.8)$ $= 1,070,071.2 \text{ Btu/hr}$

4. Efektifitas HE-7

$$\varepsilon = \frac{Q_{act}}{Q_{max}} \times 100 \%$$

$$= \frac{1,070,071.2}{4,149,734.4} \times 100 \% = 25.79 \%$$

Dari analisa data yang ada, bisa kita simpulkan bahwa dengan menggunakan pompa feeder type LMV-806 kita bisa mempertahankan kinerja heat exchanger hingga mencapai angka efektifitas sebesar 25.79 %

4.4.4 Nilai Faktor Pengotoran dan Penurunan Tekanan

Untuk mendapatkan nilai ini kita melakukan perhitungan pada sisi shell dengan data yang didapat pada proses modifikasi baik dengan pompa LMV-801 maupun dengan pompa LMV-806.

Nilai faktor pengotoran yang di dapatkan setelah melakukan perhitungan :

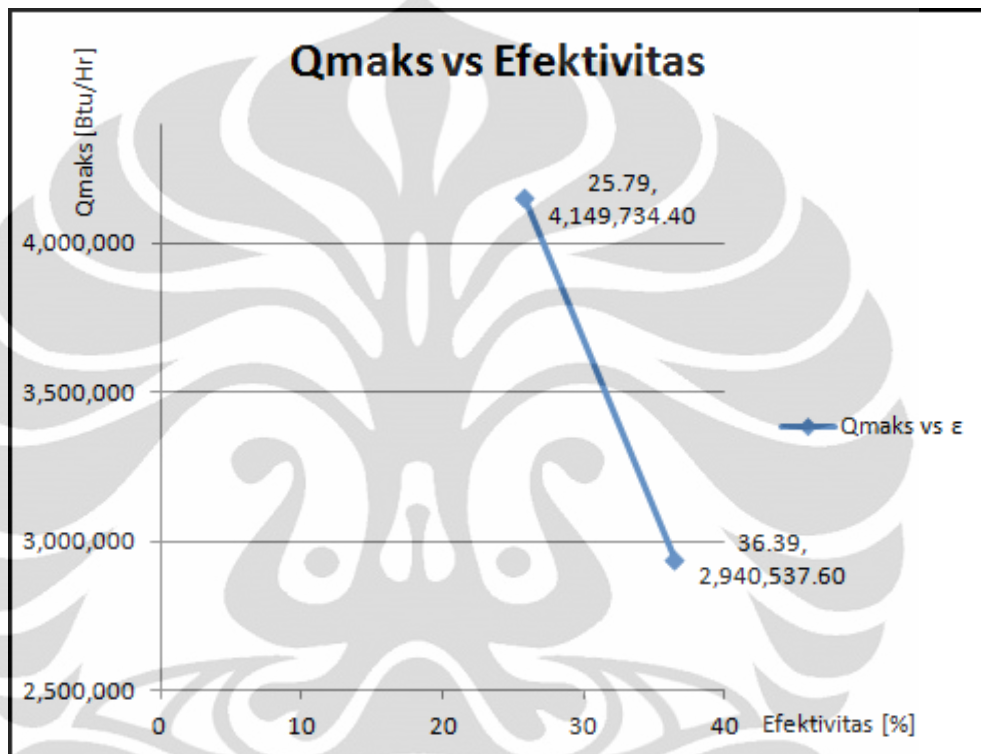
Tabel 4.8. Nilai Faktor Pengotoran dan Penurunan Tekanan

Pump Type	Nilai Faktor Pengotoran (hr.ft ² .°F/Btu)	Nilai Penurunan Tekanan (psig)
LMV-801	0.0038	0.0047
LMV-806	0.011	0.017

4.4.5 Evaluasi Hasil Modifikasi Sistem Kerja Pompa Feeder

Dari hasil perhitungan yang dilakukan dengan menggunakan data-data dari proses modifikasi, kita dapat membuat suatu chart yang menggambarkan hasil dari modifikasi yang kita lakukan pada sistem kerja pompa feeder.

1. Nilai Q_{maks} vs Efektifitas Unit HE-7

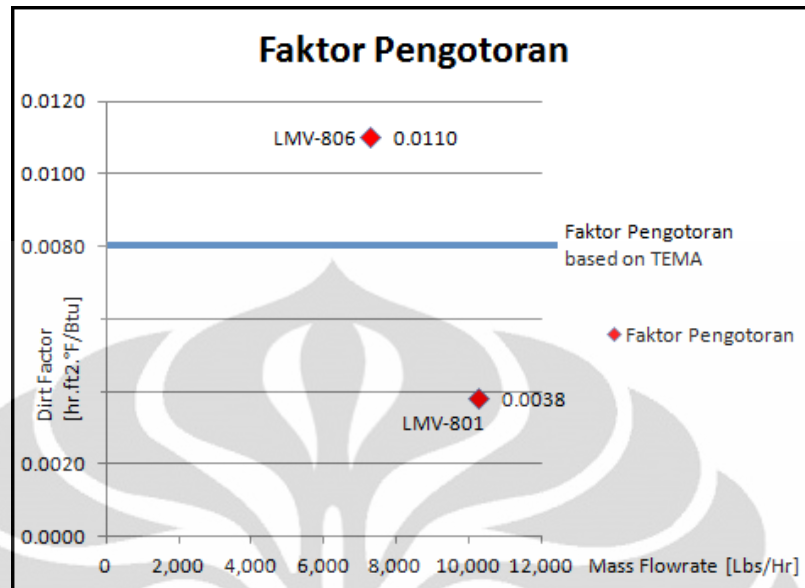


Gambar 4.4. Grafik Q_{maks} vs Efektifitas

Dari grafik Q_{maks} vs efektifitas di atas bisa kita lihat bahwa pompa LMV-801 dengan nilai Q_{maks} sebesar 2,940,537.6 Btu/hr dapat mempertahankan kinerja dari unit HE-7 hingga sebesar 36.39%.

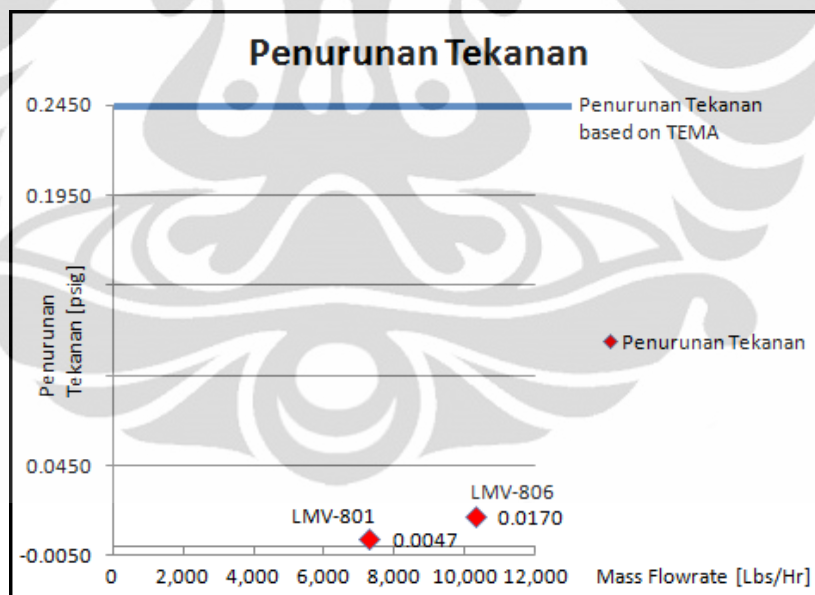
Sementara pompa LMV-806 dengan nilai Q_{maks} sebesar 4,149,734.4 Btu/hr hanya dapat mempertahankan kinerja unit HE-7 hingga sebesar 25.79%.

2. Nilai Faktor Pengotoran



Gambar 4.5. Grafik Nilai Faktor Pengotoran

3. Nilai Penurunan Tekanan



Gambar 4.6. Grafik Nilai Penurunan Tekanan

Dari grafik faktor pengotoran dan penurunan tekanan di atas, terlihat pompa LMV-801 akan menghasilkan nilai $R_d = 0.0038$ dan penurunan tekanan sebesar 0.0047 psig. Sementara pada pompa LMV-806 diperoleh nilai faktor pengotoran sebesar $R_d = 0.011$ dan penurunan tekanan sebesar 0.017 psig.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 KESIMPULAN

Berdasarkan dari hasil evaluasi dan analisis untuk mempertahankan kinerja heat exchanger HE-7 dengan melakukan modifikasi pada sistem kerja pompa feeder, dapat disimpulkan bahwa :

1. Type Pompa Feeder Yang Paling Tepat

Dengan sistem operasi sekarang ini, dimana nilai flowrate dari hot oil system (terminol 55) adalah tetap. Maka type pompa feeder yang paling cocok untuk digunakan adalah pompa dengan type LMV-801 yang menghasilkan nilai efektifitas sebesar 36.39% dibandingkan dengan type LMV-806 yang hanya dapat menghasilkan nilai efektifitas sebesar 25.79%.

2. Faktor pengotoran

Pada kondisi ekivalen flowrate diperoleh nilai faktor pengotoran pada LMV-806 yang nilainya lebih besar (0.011) dari faktor pengotoran pada kondisi operasi aktual dan jika dibandingkan dengan faktor pengotoran secara teoritis (0.008), sementara pada LMV-801 didapatkan nilai faktor pengotoran yang lebih kecil (0.0038) dari faktor pengotoran pada kondisi operasi aktual dan jika dibandingkan dengan faktor pengotoran secara teoritis (0.008).

Ini berarti unit HE-7 masih dalam kondisi baik dan lebih cocok untuk dioperasikan dengan pompa feeder type LMV-801.

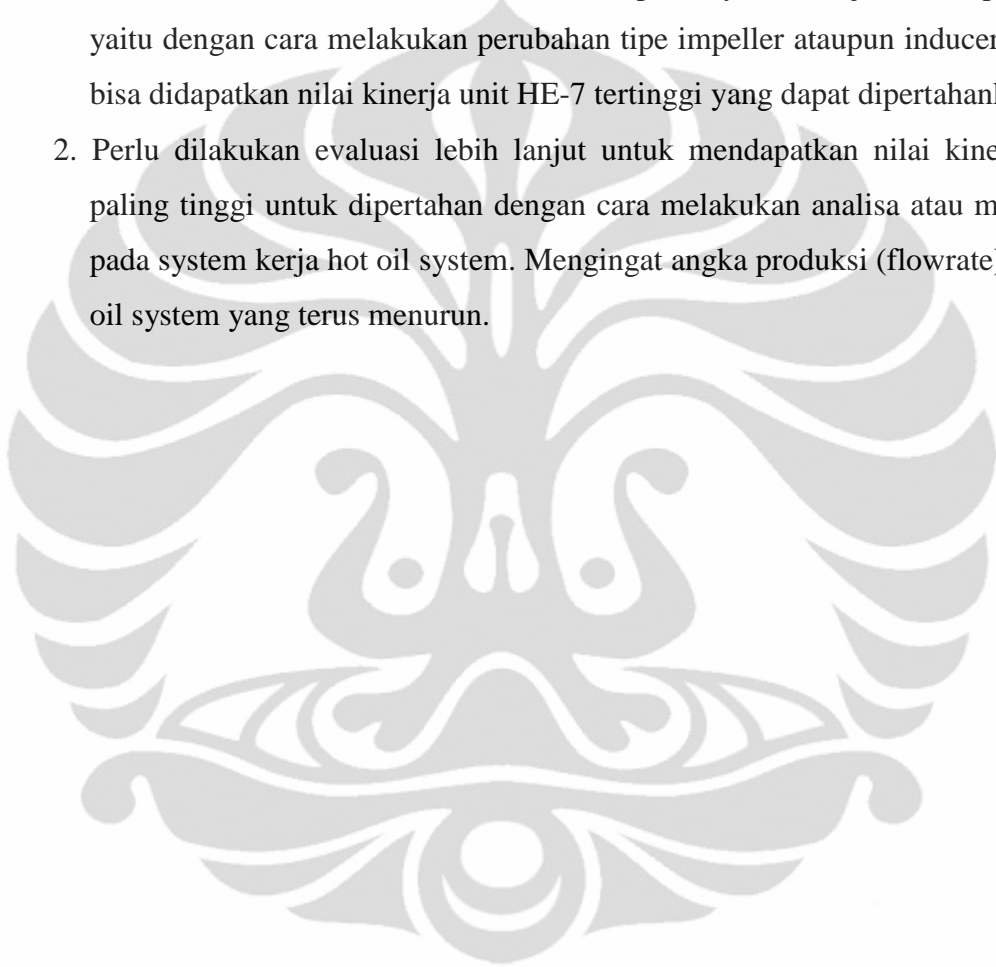
3. Penurunan tekanan

Hasil evaluasi menunjukkan bahwa penurunan tekanan yang terjadi baik dengan menggunakan pompa LMV-801 maupun LMV-806 nilainya sangat kecil jika dibandingkan dengan penurunan tekanan maksimal yang diijinkan, artinya HE-7 masih dalam kondisi sangat baik.

5.2 SARAN

Berdasarkan hasil kesimpulan di atas, maka penulis memberikan saran sebagai berikut :

1. Kinerja dari HE-7 dapat dipertahankan mendekati nilai efisiensi pada kondisi operasi terbaiknya saat ini apabila digunakan pompa feeder LMV-801.
2. Perlu dilakukan evaluasi/modifikasi lain pada system kerja feeder pump ini, yaitu dengan cara melakukan perubahan tipe impeller ataupun inducernya agar bisa didapatkan nilai kinerja unit HE-7 tertinggi yang dapat dipertahankan.
2. Perlu dilakukan evaluasi lebih lanjut untuk mendapatkan nilai kinerja yang paling tinggi untuk dipertahan dengan cara melakukan analisa atau modifikasi pada system kerja hot oil system. Mengingat angka produksi (flowrate) dari hot oil system yang terus menurun.



DAFTAR PUSTAKA

- Standard of Tubular Exchanger Manufactures Association, 8th Edition.* (1999)
Tarry Town, New York.
- Kern, Donald Q., (1982). *Proses Heat Transfer*. Mc. Graw Hill International Book Company, Singapore.
- Kreith, Frank dan Arho Priyono, (1994). *Prinsip-prinsip Perpindahan Panas*. Erlangga, Jakarta.
- Sitompul, Tunggal M., (1993). *Alat Penukar Kalor (Heat Exchange)r*. PT. Raja Grafindo Persada, Jakarta.
- Kupprn, T., (2000). *Heat Exchanger Design Hand Book*. Marcel Dekker, New York.
- VDI-Verlag GmbH, (1983). *Heat Exchanger Design Hand Book*. Hemisphere Publishing Corporation, Washington..
- Sadik Kakac dan Hongtan Liu, (2002). *Heat Exchanger Selection, Rating, and Thermal Design, Second Edition*. CRC Press, Florida.
- Savory, Eric, (2000). *Lecture 8 – Basics of heat exchangers*. Department of Mechanical and Material Engineering, University of Western Ontario
- Universitas Indonesia. Pedoman Teknis Penulisan Tugas Akhir Mahasiswa Universitas Indonesia. (2008). Depok: Universitas Indonesia.
- Rumus API : http://en.wikipedia.org/wiki/API_gravity
- Stell Pipe Diameter : http://www.saginawpipe.com/steel_pipe_chart-2.htm
- BWG : BWG : <http://www.auxsysinc.com/Tube%20Chart%20Characteristics.pdf>

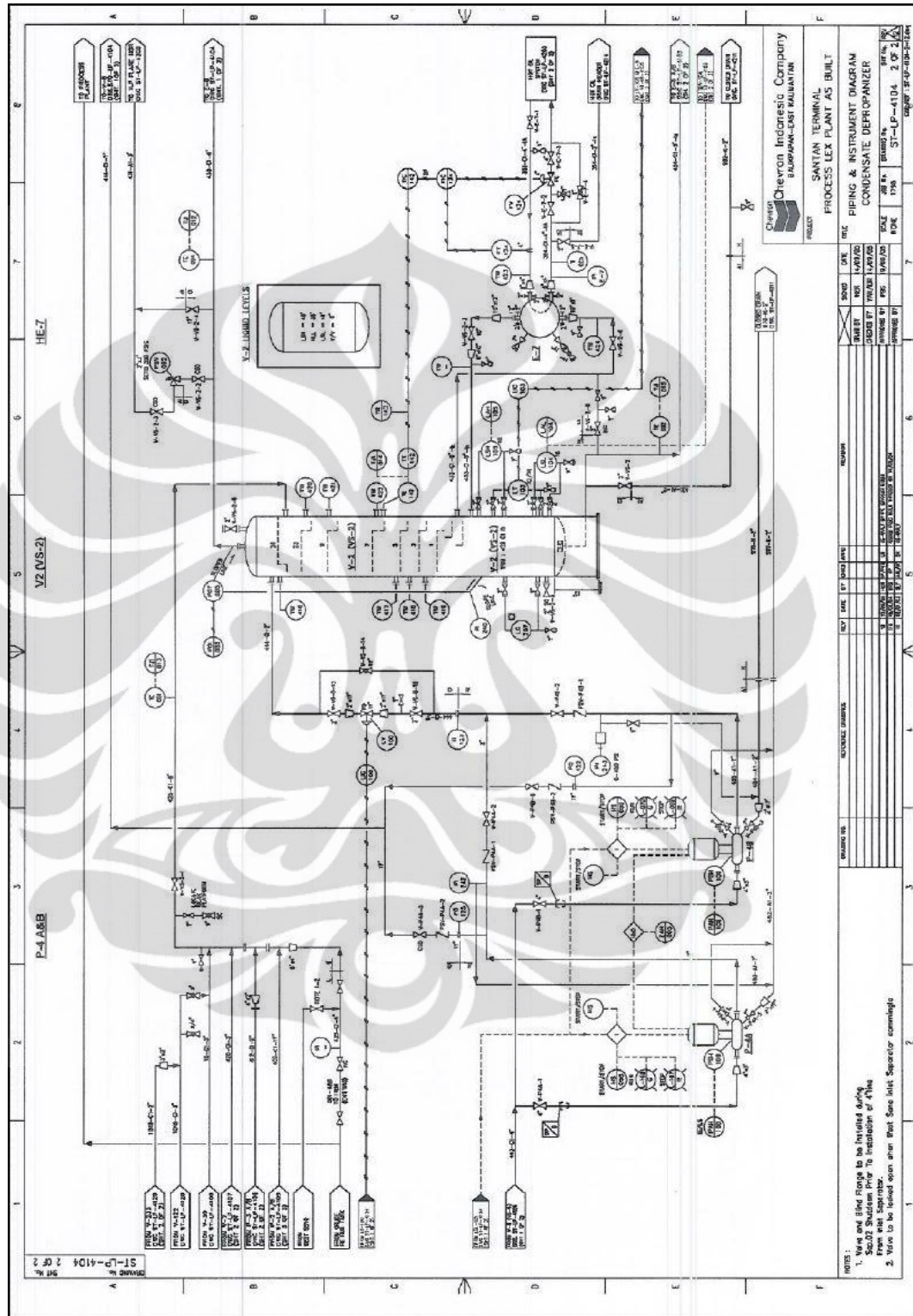
LAMPIRAN

Lampiran 1. Maintenance Data Sheet

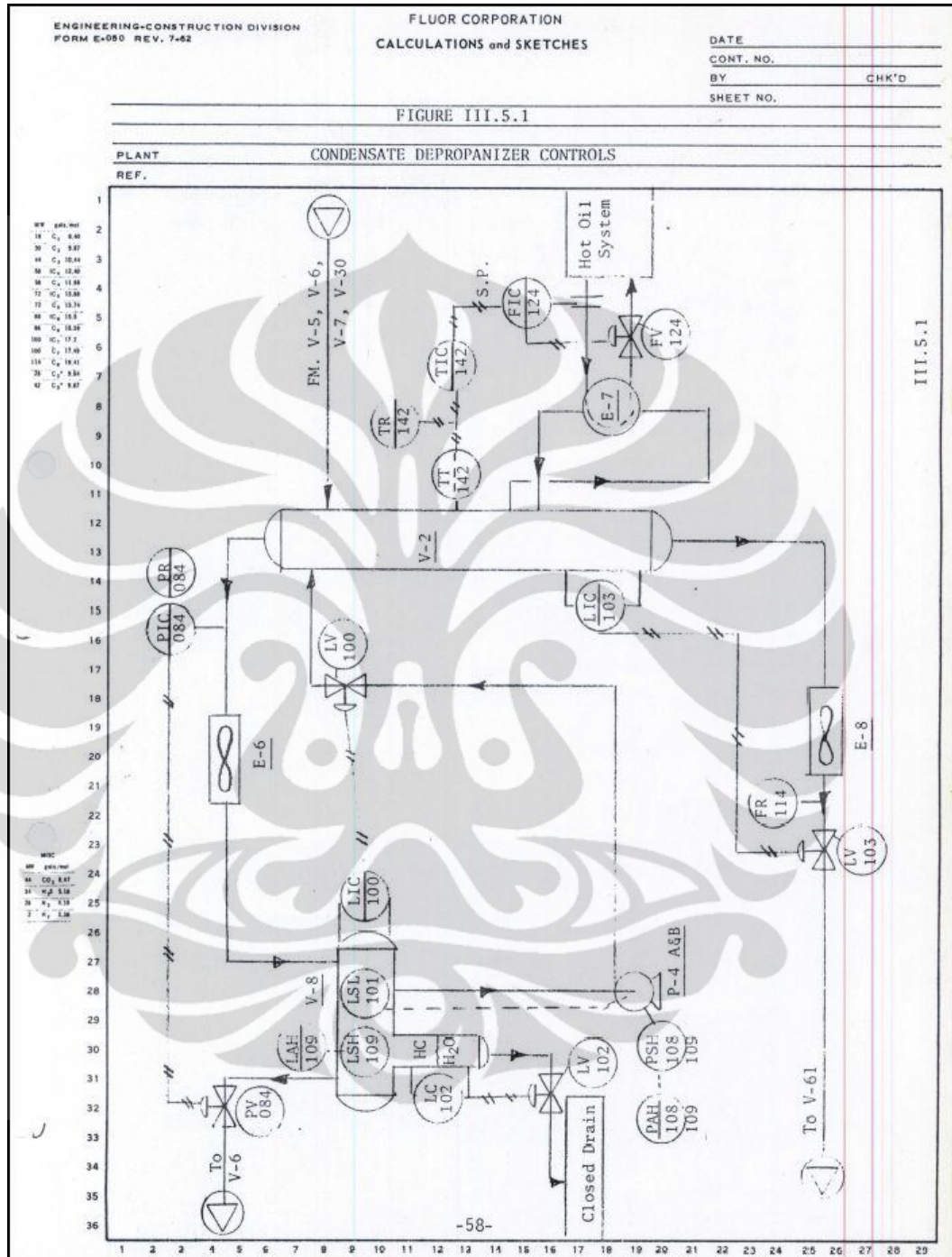
HEAT EXCHANGER MAINTENANCE DATA SHEET				Chevron	
1. EQUIPMENT NO. :	STN-LEXP-HE-7	SERVICE :	CONDENSATE DEPROPANIZER		
2. EXCHANGER TYPE :	SHELL & TUBE HOR.	UNIT NO. :	HE-7	DUTY :	6.3 MM
3. VENDOR					
4.					
5. FLUID					
6. TOTAL FLOW LBS/HR	SHELL SIDE CONDENSATE 7,500		TUBE SIDE CRUDE OIL 27,000		
7.					
8. LIQUID LBS/HR	INLET	OUTLET	INLET	OUTLET	
9. SP.GR LBS/HR	7,500	7,500	27,000	27,000	
10. THERMAL COND BTU/HR x Ft ² / °F/Ft	.8647 @ 60 °F		.8602 @ 60 °F		
11. SPECIFIC HEAT BTU/LB x °F	@ °F	@ °F	@ °F	@ °F	
12. VISCOSITY CENTIPOISES	@ °F	@ °F	@ °F	@ °F	
13. VAPOR LBS/HR					
14. MOLECULAR WEIGHT					
15. DENSITY LB/Ft ³					
16. OPERATING TEMPERATURE °F	203	500	500	350	
17. PRESSURE (ATM, PSIA 14.7) PSIG	270	269	60	45	
18. VELOCITY Ft/SEC					
19. DESIGN TEMPERATURE °F	525		370		
20. DESIGN PRESSURE PSIG	MIN. 350	TEST. 525	MIN. 250	TEST. 375	
21. FOUL. RESIST SQ Ft x HR x °F/BTU	MIN. .002	CALC.	MIN. .002	CALC.	
22. MIN. CORROSION ALLOWANCE INCH	1/8		1/16		
23. NUMBER OF PASSES PER SHELL	1		2		
24. FLOW ARRANGEMENT	1 Par. Banks of 1 exch.In Series		1 Par. Banks of 1 exch.In Series		
25. TOT. AREA Ft ²	624	Shell No. x OD	1 x 18"	Cross Baffles Type	SEGM
26. LMTD	150.3	Tubes No.	159	Number x Spacing	x IN.
27. CORRECTION MTD		OD x Length	3/4" x 240"	Segment Cut	
28. TRANS. RATE, CLEAN		BWG	15	Impingement Baffles	(Yes) (No)
29. SERVICE	67.1	Tube Pitch	1"	Weight each Bundle	2300 Lbs
30. CODE REQ.	ASME; TEMA R	Removable Bundle	YES	Bundle & Shell	6220 Lbs
31. CODE STAMP	YES	Floating Head	Backing Device	Full Of Water	8400 Lbs
32. TUBES	SA-214	NOXXLES	SIZE	RATING	FACING
33. SHELL	C.S.	INLET	8"	300	RF
34. BAFFLES	C.S.	OUTLET	10"	300	RF

C:\Santan Maint\Heat Exch\HE-7.doc

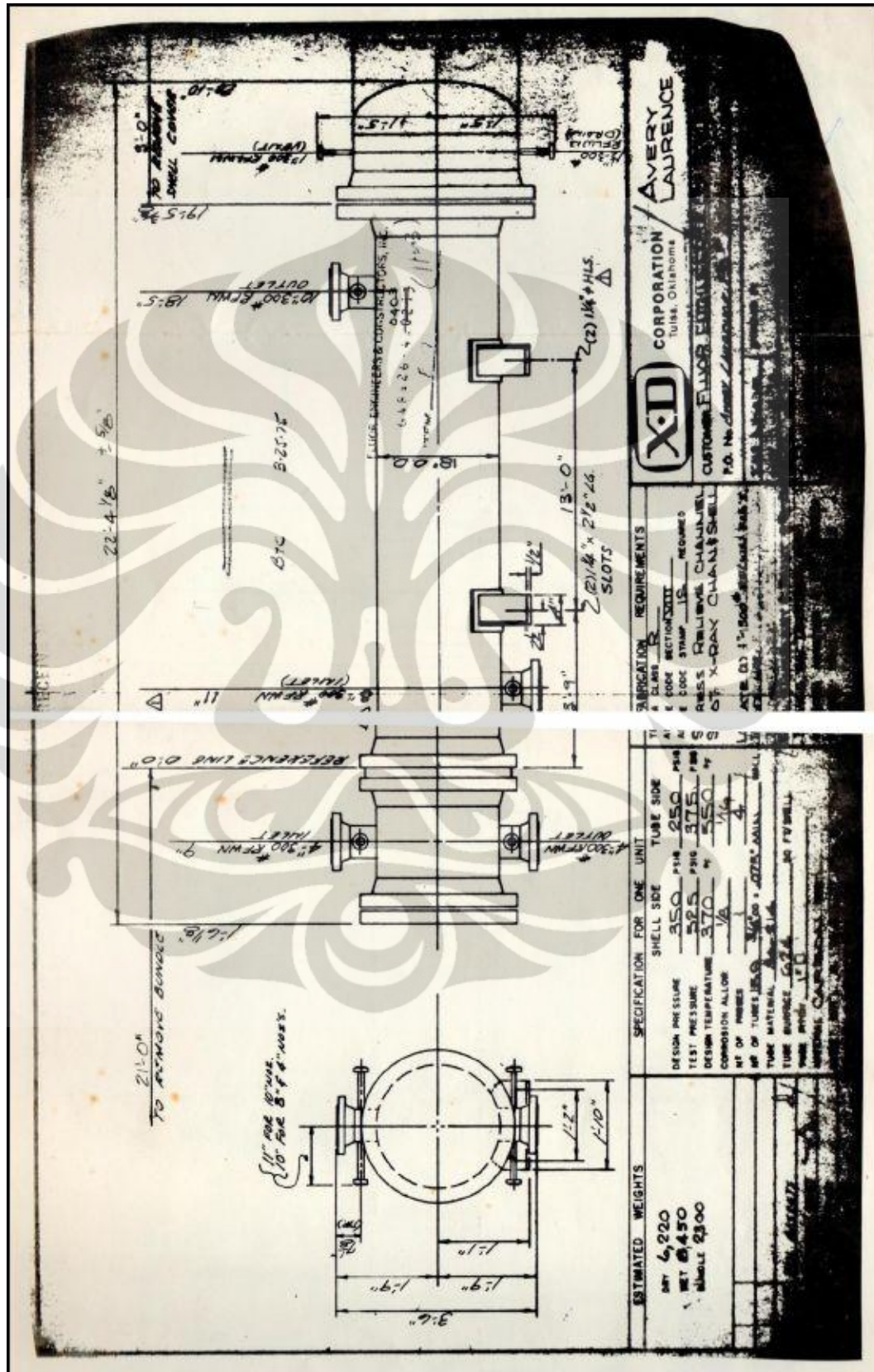
Lampiran 2. Process Flow Diagram (PFD)



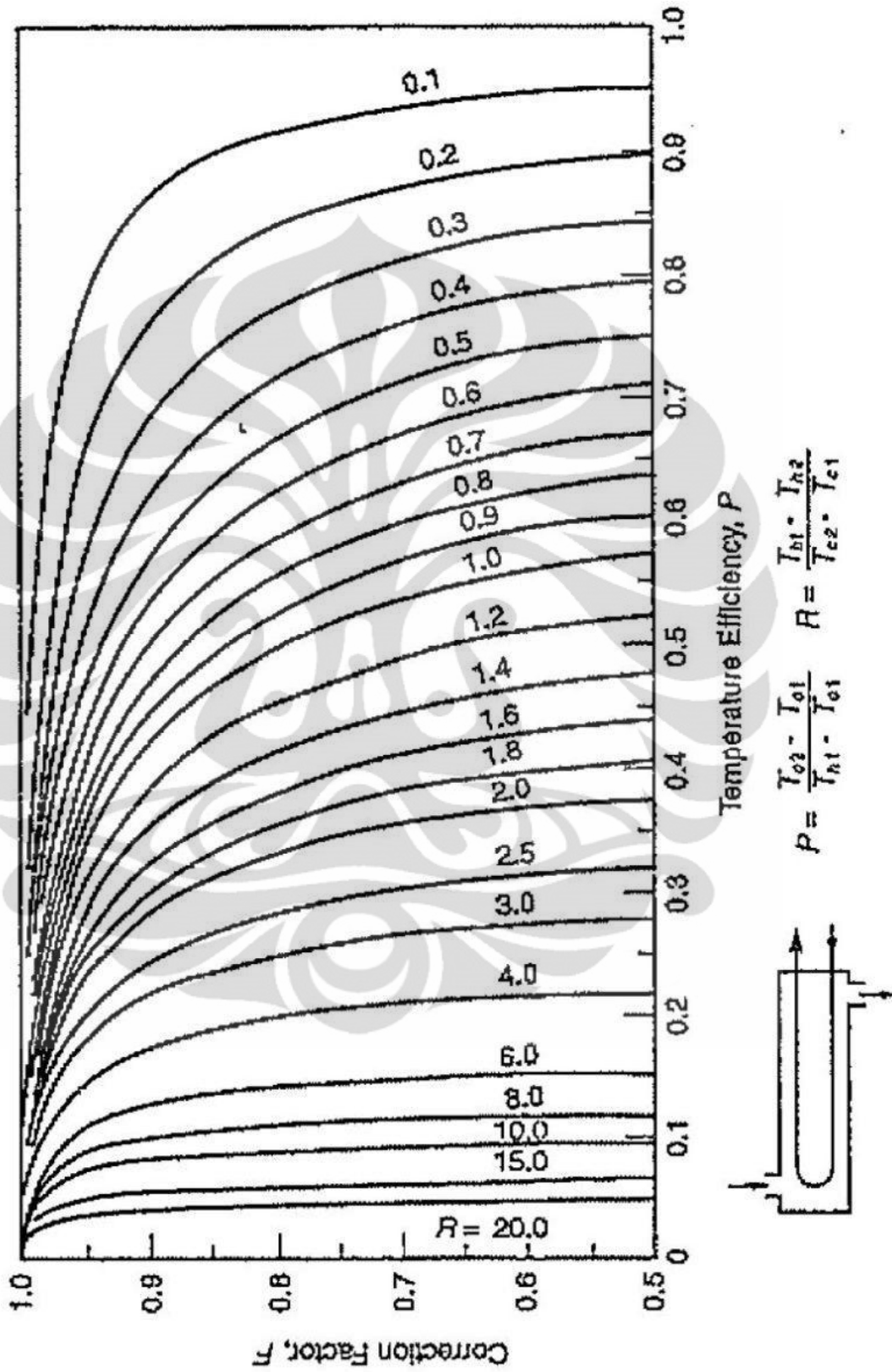
Lampiran 3. Simple PFD of HE-7



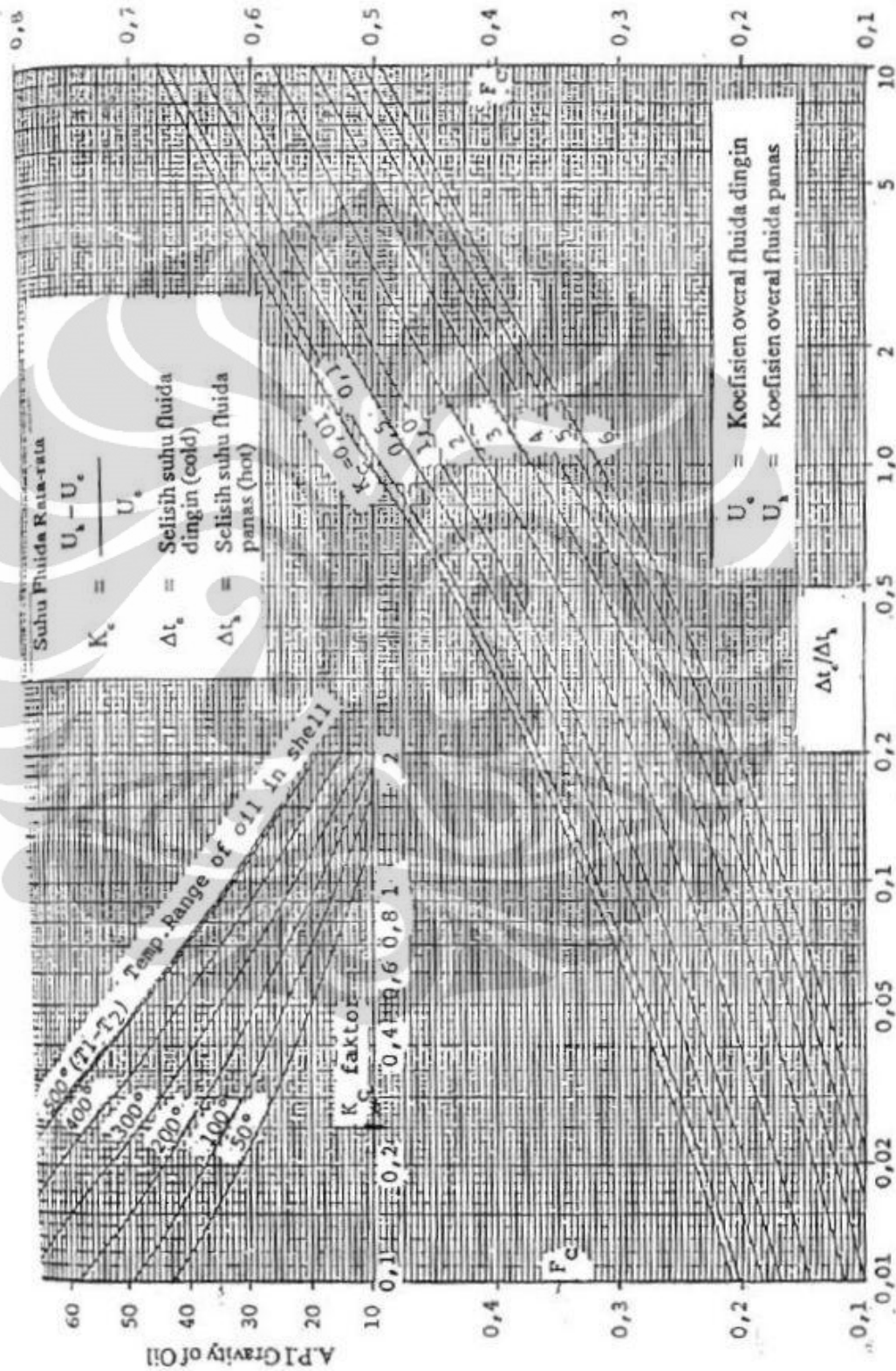
Lampiran 4. Specification Drawing HE-7



Lampiran 5. Faktor Koreksi LMTD 1-2 Pass



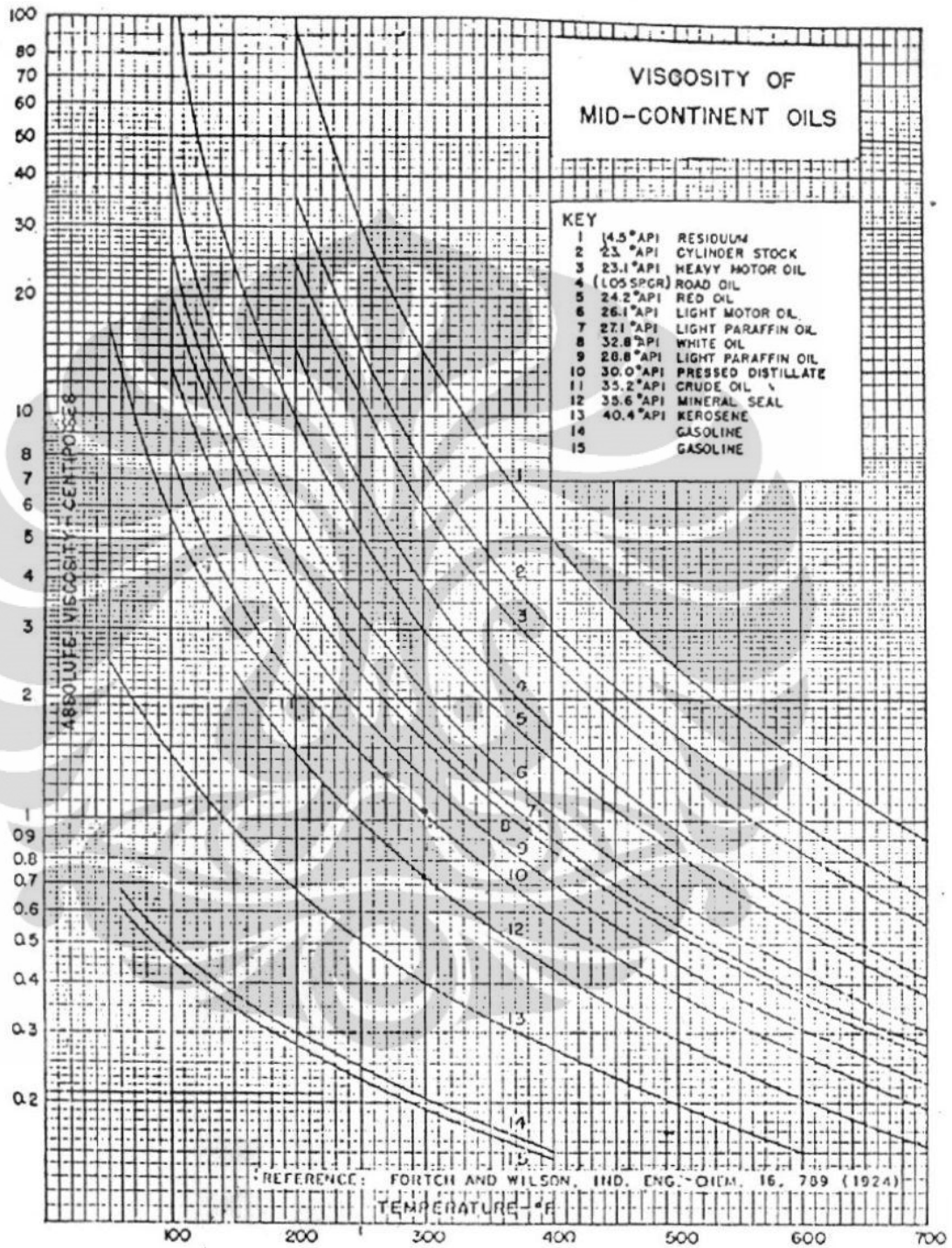
Lampiran 7. Faktor Koreksi Temperatur Kalori



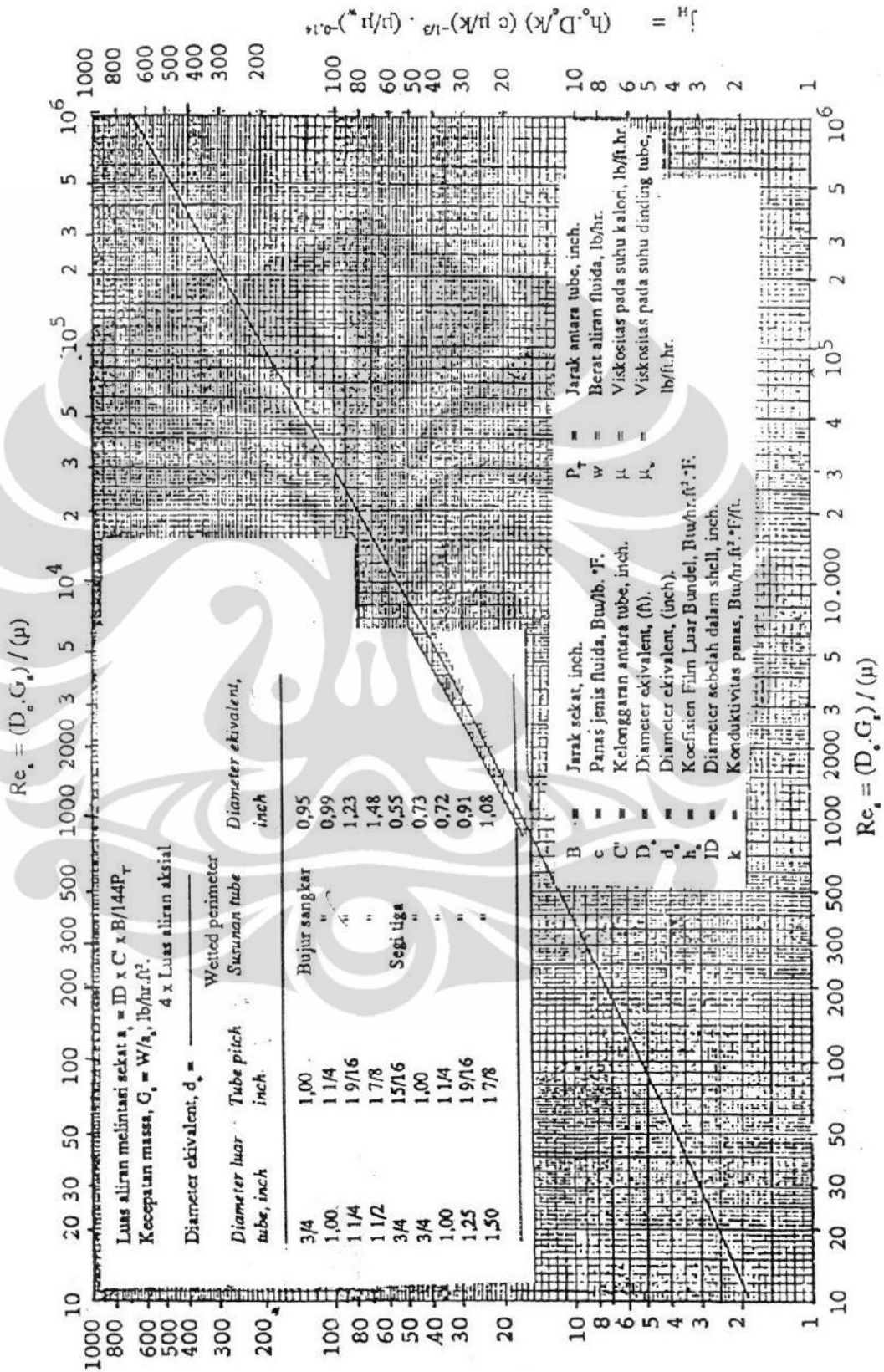
Lampiran 8. Data Tube Heat Exchanger

Tube OD, in.	BWG	Wall thickness, in.	ID, in.	Flow area per tube, in. ²	Surface per lin ft, ft ²		Weight per lin ft, lb steel
					Outside	Inside	
1/2	12	0,109	0,282	0,0625	0,1309	0,0748	0,493
	14	0,083	0,334	0,0876	0,1309	0,0874	0,403
	16	0,065	0,370	0,1076	0,1309	0,0969	0,329
	18	0,049	0,402	0,127	0,1309	0,1052	0,258
	20	0,035	0,430	0,145	0,1309	0,1125	0,190
3/4	10	0,134	0,482	0,182	0,1963	0,1263	0,965
	11	0,120	0,510	0,204	0,1963	0,1335	0,884
	12	0,109	0,532	0,223	0,1963	0,1393	0,817
	13	0,095	0,560	0,247	0,1963	0,1466	0,727
	14	0,083	0,584	0,268	0,1963	0,1529	0,647
	15	0,072	0,606	0,289	0,1963	0,1587	0,571
	16	0,065	0,620	0,302	0,1963	0,1623	0,520
	17	0,058	0,634	0,314	0,1963	0,1660	0,469
	18	0,049	0,652	0,334	0,1963	0,1707	0,401
1	8	0,165	0,670	0,335	0,2618	0,1754	1,61
	9	0,148	0,704	0,389	0,2618	0,1843	1,47
	10	0,134	0,732	0,421	0,2618	0,1916	1,38
	11	0,120	0,760	0,455	0,2618	0,1990	1,23
	12	0,109	0,782	0,479	0,2618	0,2048	1,14
	13	0,095	0,810	0,515	0,2618	0,2121	1,00
	14	0,083	0,834	0,546	0,2618	0,2183	0,890
	15	0,072	0,856	0,576	0,2618	0,2241	0,781
	16	0,065	0,870	0,594	0,2618	0,2277	0,710
	17	0,058	0,884	0,613	0,2618	0,2314	0,639
18	0,049	0,902	0,639	0,2618	0,2361	0,545	
1 1/4	8	0,165	0,920	0,665	0,3271	0,2409	2,09
	9	0,148	0,954	0,714	0,3271	0,2498	1,91
	10	0,134	0,982	0,757	0,3271	0,2572	1,75
	11	0,120	1,01	0,800	0,3271	0,2644	1,58
	12	0,109	1,03	0,836	0,3271	0,2701	1,45

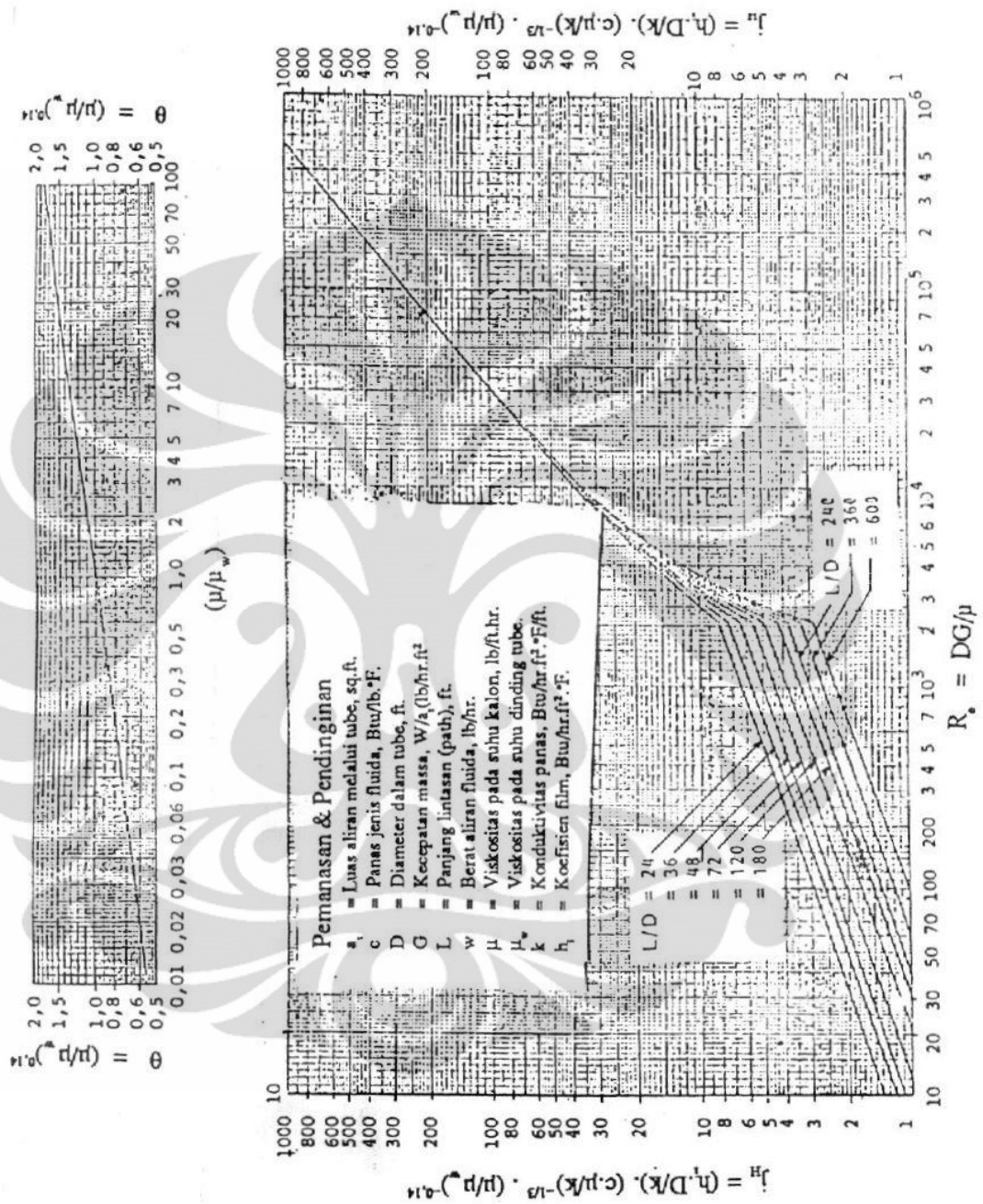
Lampiran 9. Viskositas Minyak Hidrokarbon



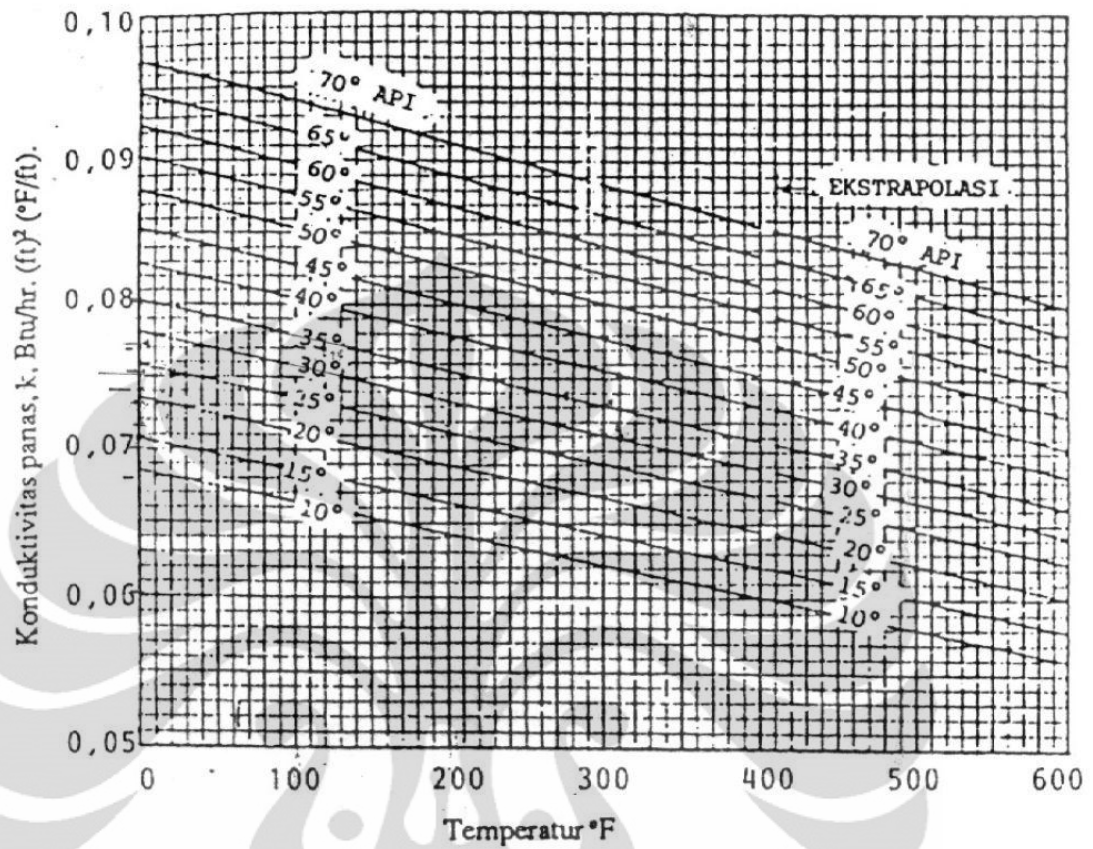
Lampiran 10. Faktor Perpindahan Panas Sisi Shell



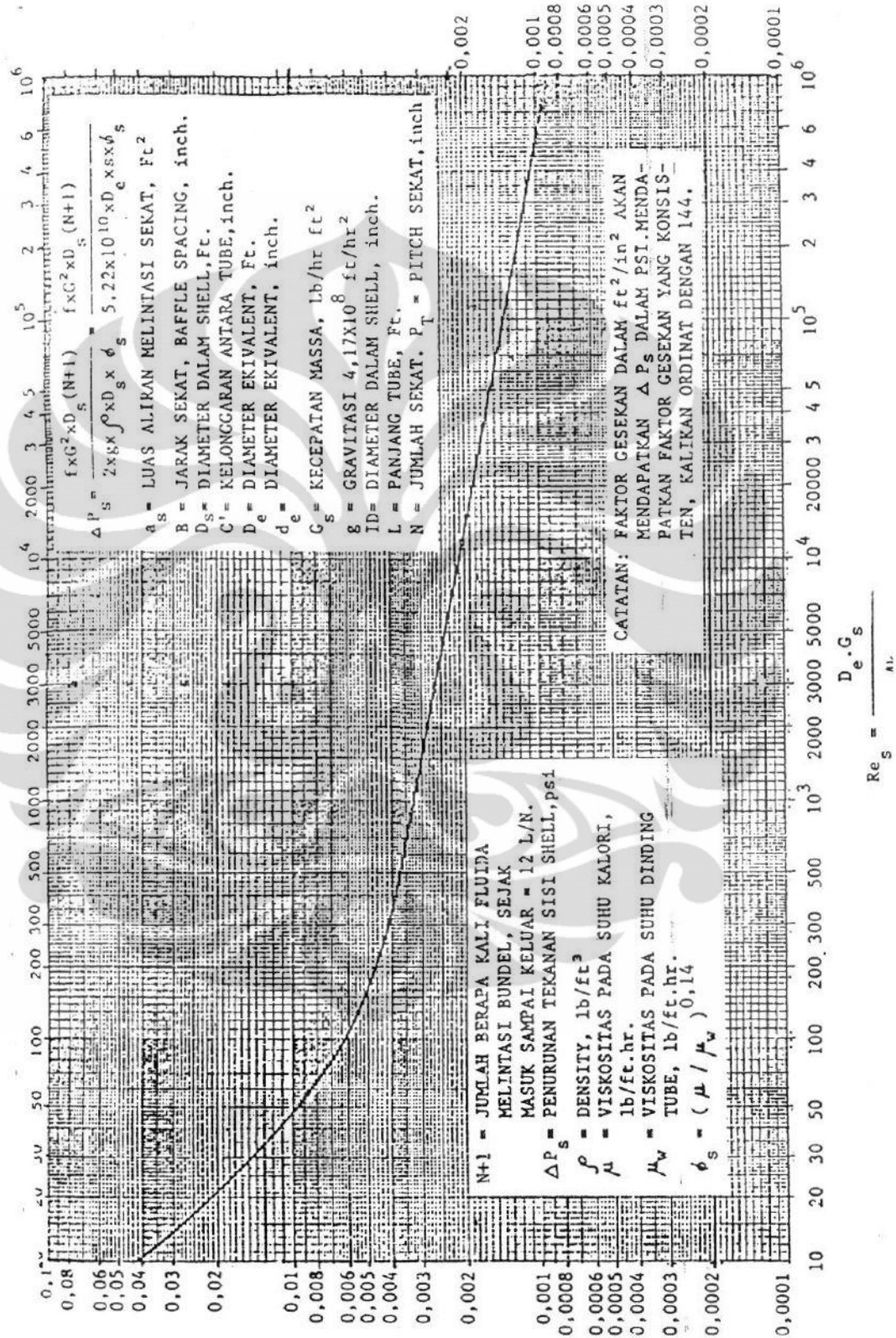
Lampiran 11. Faktor Perpindahan Panas Sisi Tube



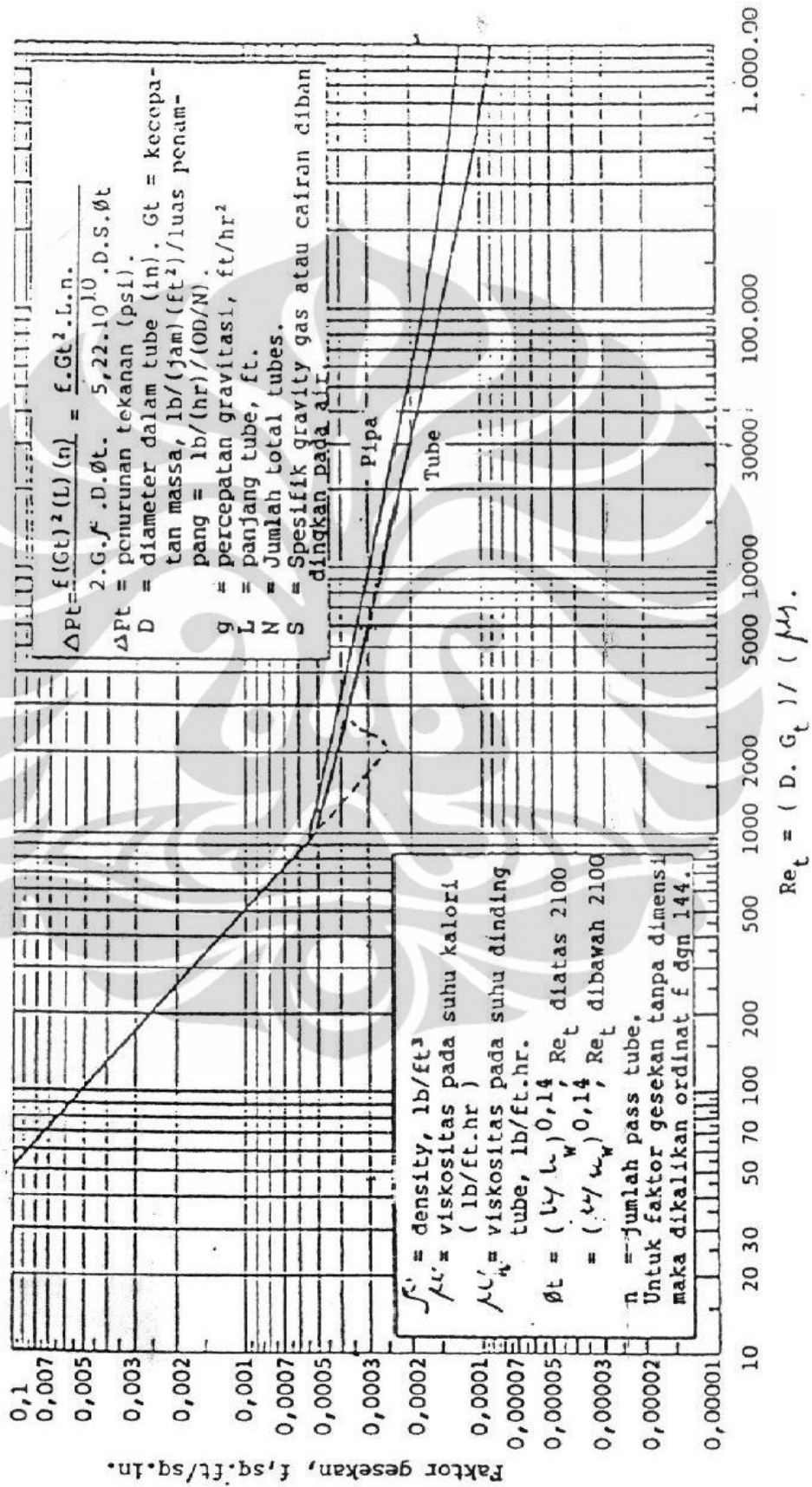
Lampiran 12. Konduktivitas Panas Cairan Hidrokarbon



Lampiran 13. Faktor Gesekan Pada Sisi Shell



Lampiran 14. Faktor Gesekan Pada Sisi Tube



Lampiran 15. Nilai Faktor Pengotoran Fluida Proses

Suhu media yang panas	s/d 240 F		240 – 400 F	
Suhu air	125 F atau kurang		lebih dari 125 F	
Air	Kecepatan aliran air (fps)		Kecepatan aliran air (fps)	
	3 ft & kurang	lebih dari 3 ft	3 ft dan kurang	lebih dari 3 ft
Air laut	0.0005	0.0005	0.001	0.001
Brackish water	0.002	0.001	0.003	0.002
Cooling tower & artificial spray pond				
Treated make-up	0.001	0.001	0.002	0.002
Untreated	0.003	0.003	0.005	0.004
Kota besar atau air sumur (mis. danau besar)	0.001	0.001	0.002	0.002
Great lakes	0.001	0.001	0.002	0.002
Air sungai:				
Minimal	0.002	0.001	0.003	0.022
Mississippi	0.003	0.002	0.004	0.003
Delaware, Schuykill	0.003	0.002	0.004	0.003
East river & pantai New York	0.003	0.002	0.004	0.003
Saluran sanitasi Chicago	0.008	0.006	0.010	0.008
Lumpur atau endapan	0.003	0.002	0.004	0.003
Hard (over 15 grain/gal)	0.003	0.003	0.005	0.005
Jacket engine	0.001	0.001	0.001	0.001
Distilasi	0.0005	0.0005	0.0005	0.0005
Treated boiler feedwater	0.001	0.0005	0.002	0.001
Boiler blowdown	0.002	0.002	0.002	0.002

LIQUIDS (INDUSTRIAL)	
Organic	0.001
Refrigerating liquids, heating, cooling, or evaporating	0.001
Brine (cooling)	0.001
Atmospheric distillation units:	
Residual bottoms, less than 25° API	0.005
Distillate bottoms, 25° API or above	0.002
Atmospheric distillation units:	
Overhead untreated vapors	0.0013
Overhead treated vapors	0.003
Side-stream cuts	0.0013
Vacuum distillation units:	
Overhead vapors to oil:	
From bubble tower (partial able condenser)	0.001
From flash pot (no appreciable reflux)	0.003
Lean oil	0.002
Overhead vapors	0.001
Gasoline	0.0005
Debutanizer, Depropanizer, Depentanizer, and Alkylation Units:	

ALIRAN DARI MINYAK MENTAH

	0 – 199 F			200 – 299 F			300 – 499 F			500 F dan lebih			
	Kecepatan, fps												
	Kurang dari 2 ft.	2 – 4 ft.	4 ft dan lebih	Kurang dari 2 ft.	2 – 4 ft.	4 ft dan lebih	Kurang dari 2 ft.	2 – 4 ft.	4 ft dan lebih	4 ft dan lebih	Kurang dari 2 ft.	2 – 4 ft.	4 ft dan lebih
Dry	0.003	0.002	0.007	0.003	0.002	0.002	0.004	0.003	0.002	0.002	0.005	0.003	0.003
Salt	0.003	0.002	0.002	0.005	0.004	0.004	0.006	0.005	0.004	0.007	0.006	0.005	0.005

Lampiran 16. Tabel Steel Pipe

SP SAGINAW		Welded and seamless steel pipe				Dimensions and weights section modulus and gallons capacity per linear foot			
		20 to 34 NPS							
SP SAGINAW 1-800-433-1374		Welded and seamless steel pipe				Dimensions and weights section modulus and gallons capacity per linear foot			
		8 to 18 NPS							
Size NPS	Pipe O.D.	Wall Thickness	Pipe I.D.	Weight per Foot	Standard to XXHY	Schedule Pipe #	Section Modulus	Gallon Capacity Per Linear Foot	
16	16.000	0.188	15.624	31.78			36.498	9.9696	
		0.203	15.594	34.28			39.298	9.9214	
		0.219	15.562	36.96			42.268	9.8807	
		0.237	15.526	39.94			45.759	9.8326	
		0.250	15.500	42.09			47.958	9.8022	
		0.281	15.438	47.22			53.636	9.7233	
		0.312	15.376	52.32			59.245	9.6447	
		0.344	15.312	57.57			64.787	9.5665	
		0.375	15.250	62.64		STD.	30	70.261	9.4885
		0.406	15.188	67.68				75.668	9.4109
		0.438	15.124	72.66				81.008	9.3336
		0.469	15.062	77.87				86.283	9.2566
		0.500	15.000	82.85		XHY	40	91.493	9.1800
		0.562	14.876	92.75				101.720	9.0276
		0.625	14.750	102.72				111.690	8.8765
		0.656	14.688	107.60			60	116.572	8.8021
		0.688	14.624	112.62				121.519	8.7255
		0.750	14.500	122.27				130.880	8.5782
		0.812	14.376	131.84			80	140.081	8.4321
		1.031	13.938	164.98			100	170.598	7.9261
1.219	13.562	192.61			120	194.599	7.5042		
1.438	13.124	223.85			140	220.150	7.0274		
1.594	12.812	245.45			160	236.857	6.6972		
18	18.000	0.219	17.562	41.63			53.741	12.583	
		0.237	17.526	45.00			57.983	12.532	
		0.250	17.500	47.44			61.015	12.495	
		0.281	17.438	53.23			68.284	12.406	
		0.312	17.376	58.99			75.475	12.317	
		0.344	17.312	64.93			82.589	12.229	
		0.375	17.250	70.65		STD.		89.626	12.141
		0.406	17.188	76.36				96.587	12.053
		0.438	17.124	82.23			30	103.470	11.965
		0.469	17.062	87.89				110.280	11.878
		0.500	17.000	93.54		XHY	40	117.020	11.791
		0.562	16.876	104.76				130.270	11.618
		0.625	16.750	116.09			60	143.230	11.447
		0.688	16.624	127.32				156.044	11.275
		0.750	16.500	138.30				168.290	11.108
		0.812	16.376	149.20			80	180.356	10.941
		0.938	16.124	171.08			100	203.955	10.607
		1.156	15.688	208.15			120	242.250	10.041
1.275	15.250	227.96			140	277.636	9.489		
1.562	14.876	274.48			160	305.535	9.029		
1.781	14.438	308.79				335.638	8.505		
Sizes 1/2 through 6 NPS				Sizes 20 through 34 NPS					
Sizes 8 through 18 NPS				Sizes 36 through 144 NPS					