



## ALAT PENUKAR KALOR

# TYPE SHELL AND TUBE UNTUK PENDINGIN AIR PENDINGIN SISTEM SIRKULASI TERTUTUP (CLOSE COOLING WATER HEAT EXCHANGER) DI PEMBANGKIT LISTRIK TENAGA UAP DENGAN DAYA TERPASANG 150 MW

## TUGAS AKHIR

Oleh

A. PAULUS SIDABUTAR  
NIM : 00.813.0060



PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN  
FAKULTAS TEKNIK  
UNIVERSITAS MEDAN AREA  
2004

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 22/7/24

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

Access From (repository.uma.ac.id)22/7/24



## ALAT PENUKAR KALOR

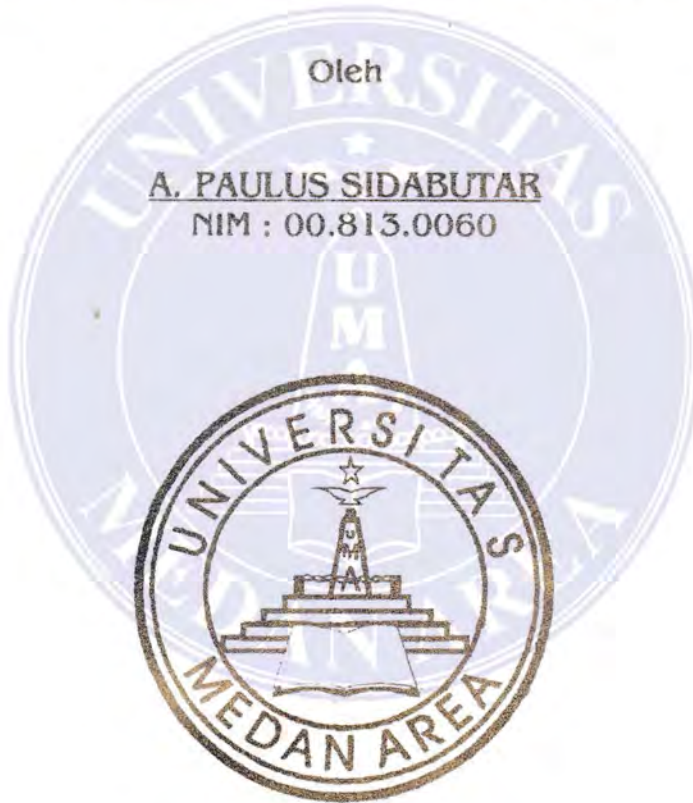
# TYPE SHELL AND TUBE UNTUK PENDINGIN AIR PENDINGIN SISTEM SIRKULASI TERTUTUP (CLOSE COOLING WATER HEAT EXCHANGER) DI PEMBANGKIT LISTRIK TENAGA UAP DENGAN DAYA TERPASANG 150 MW

Diajukan Untuk Memenuhi Gelar Sarjana Teknik

Oleh

A. PAULUS SIDABUTAR

NIM : 00.813.0060



PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN  
FAKULTAS TEKNIK  
UNIVERSITAS MEDAN AREA  
2004

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 22/7/24

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

## ALAT PENUKAR KALOR

**TYPE SHELL AND TUBE UNTUK PENDINGIN AIR PENDINGIN  
SISTEM SIRKULASI TERTUTUP (CLOSE COOLING WATER  
HEAT EXCHANGER) DI PEMBANGKIT LISTRIK TENAGA  
UAP DENGAN DAYA TERPASANG 150 MW**

### TUGAS AKHIR

Untuk Memperoleh Gelar Sarjana Teknik  
Dalam Program Studi Teknik Medan



Oleh

**A. PAULUS SIDABUTAR**  
NIM : 00.813.0060

**PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN  
FAKULTAS TEKNIK  
UNIVERSITAS MEDAN AREA  
2004**

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 22/7/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber
  2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah
  3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area
- Access From (repository.uma.ac.id)22/7/24

## ALAT PENUKAR KALOR

**TYPE SHELL AND TUBE UNTUK PENDINGIN AIR PENDINGIN  
SISTEM SIRKULASI TERTUTUP (CLOSE COOLING WATER  
HEAT EXCHANGER) DI PEMBANGKIT LISTRIK TENAGA  
UAP DENGAN DAYA TERPASANG 150 MW**

TUGAS AKHIR




Oleh


**A. PAULUS SIDABUTAR**  
NIM : 00.813.0060

Ditetujui

Pembimbing I

Pembimbing II


  
(Ir. Amirsyam Masution, MT)

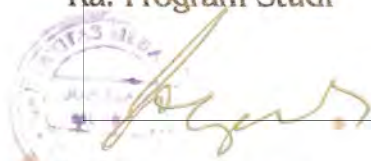
  
(Ir. Ishak Ubi,)

Mengetahui

Dekan

Ka. Program Studi

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

  
(Ir. Darianto, M.Sc.)

Tanggal Lulus :

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 22/7/24

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

## KATA PENGANTAR

Puji dan ucapan syukur kehadirat Allah Yang Maha Kuasa, Pemurah, Pengasih dan Penyayang, atas segala kemurahan-Nya memberi rahmat dan anugerah-Nya di dalam segala waktu dan kesempatan untuk melaksanakan perkuliahan maupun dalam penyelesaian tugas akhir ini, yang merupakan salah satu persyaratan untuk menyelesaikan studi Sarjana Strata-I di Fakultas Teknik Jurusan Teknik Mesin Universitas Medan Area.

“Tiada istilah terlalu tua untuk belajar” salah satu motto yang mendorong penulis untuk melaksanakan perkuliahan dan menyelesaikan tugas-tugas yang harus dilakukan oleh setiap mahasiswa, meskipun penulis melakukan dengan waktu yang tersendat-sendat karena kesulitan membagi waktu kerja dan kuliah.

Dengan segala keterbatasan, tentu penulis banyak menerima dorongan dan bantuan moral dari berbagai pihak.

Untuk itu, penulis tidak lupa menyampaikan salam dan ucapan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada :

1. Ibunda dan bapak yang tercinta yang telah banyak memberikan kasih sayang dan dorongan sehingga terselesainya tugas sarjana ini..
2. Bapak Manajer PT. PLN (Persero) Kitlur Sumbagut Sektor Belawan beserta staff.
3. Bapak Ir.Amirsyam Nasution ,MT, sebagai Dosen Pembimbing I.

4. Bapak Ir. Ishak Ubit, sebagai Dosen Pembimbing II.
5. Bapak Drs. Dadan Ramdan, MEng.Sc, sebagai Dekan Fakultas Teknik UMA.
6. Bapak Ir. Darianto, MSc, Ketua Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik UMA .
7. Para Dosen dan Staff Pengajar Fakultas Teknik Mesin UMA
8. Bapak Ir. Maslin Limbong, Zulkarnaen, ST, Rochmad Riyadi, Parlindungan Simanjuntak, Izwar Effendi Tanjung, Ombun MS Silalahi sebagai Atasan dan rekan seprofesi yang telah banyak memberikan masukan-masukan dan koreksi-koreksi konstruktif baik itu dalam bentuk referensi maupun penyuntingan naskah penulisan tugas sarjana ini.
9. Rekan-rekan mahasiswa Jurusan Teknik Mesin UMA

Dan dari segala keterbatasan pula, materi dan penyajian Tugas Akhir ini masih mengharapkan masukan yang dapat memperbaiki kesempurnaannya, dan atas segala masukan yang sifatnya membangun penulis mengucapkan terima kasih.

Akhirnya penulis berharap semoga buku ini bermanfaat bagi kita semua.

Penulis,

**(A.Paulus Sidabutar)**  
**NIM : 00.813.0060**

## DAFTAR ISI

<b>KATA PENGANTAR</b> .....	i
<b>DAFTAR ISI</b> .....	iii
<b>DAFTAR GAMBAR</b> .....	vi
<b>DAFTAR TABEL</b> .....	viii
<b>DAFTAR LAMPIRAN</b> .....	ix
<b>DAFTAR NOTASI</b> .....	xi
<b>BAB I PENDAHULUAN</b> .....	1
1.1 Latar belakang .....	1
1.2 Maksud dan Tujuan .....	4
1.3 Pembatasan Masalah .....	4
1.4 Metodologi .....	5
1.5 Sistem Penulisan .....	5
<b>BAB II TINJAUAN PUSTAKA</b> .....	7
2.1 Pengertian tentang Perpindahan Panas .....	7
2.2 Tinjauan tentang Alat Penukar Kalor .....	7
2.3 Tipe-Tipe Dasar Penukar Kalor .....	8
2.3.1 Alat Penukar Kalor 1-1 Pass .....	8
2.3.2 Alat Penukar Kalor dengan 1-2 Pass .....	9
2.4 Konstruksi Alat Penukar Kalor .....	10
2.5 Sistem Air Pendingin .....	14
2.5.1 Sistem Air Pendingin Utama .....	14

2.5.2	Close Cooling Water System.....	16
2.5.3	Close Cooling Water Pump .....	17
2.5.4	Close Cooling Water Heat Exchanger.....	17
2.5.5	Expansion Tank .....	18
2.6	Data Pemandangan.....	21

**BAB III ANALISA ALAT PENUKAR KALOR..... 22**

3.1	Konstruksi Alat Penukar Kalor yang Direncanakan .....	22
3.2	Pemilihan Bahan Pipa (Tube).....	23
3.3	Sumber Panas yang Diserap Air Pendingin (Demi Water) ...	25
3.4	Neraca Panas.....	26
3.5	Luas Permukaan Perpindahan Panas .....	28
3.6	Jumlah Pipa (Tube) dalam Cangkang (Shell).....	30
3.7	Kecepatan Aliran Fluida pada Alat Penukar Kalor .....	31
3.7.1	Kecepatan Aliran Fluida Pendingin (Air Sungai) yang Mengalir dalam Pipa (Tube).....	31
3.7.2	Kecepatan Aliran Fluida Air Pendingin (Demi Water) yang Mengalir dalam Cangkang (Shell).....	33

**BAB IV PERHITUNGAN DIMENSI / UKURAN  
ALAT PENUKAR KALOR ..... 35**

4.1	Konveksi Paksa Aliran Fluida di dalam Pipa dan Saluran ....	35
4.1.1	Koefisien Perpindahan Panas Konveksi Pipa Bagian Luar ( $h_o$ ).....	38
4.1.2	Koefisien Perpindahan Panas Konveksi Pipa Bagian Dalam ( $h_i$ ).....	43
4.2	Koefisien Perpindahan Panas Menyeluruh.....	47
4.3	Faktor Pengotoran.....	50
4.3.1	Koefisien Perpindahan Panas Keseluruhan Rancangan ( $U_D$ ).....	51



4.3.2	Tahanan Termal Faktor Pengotoran (Endapan) .....	52
4.4	Susunan Pipa (Tube).....	54
4.5	Baffle atau Sekat.....	55
4.6	Tube Sheet .....	59
4.7	Cangkang (Shell) .....	61
4.8	Pipa (Tube) pada Alat Penukar Kalor.....	67
4.9	Tie Rods dan Spacer .....	75
4.10	Stationary Head dan Rear End Head.....	76
4.10.1	Stationary Head .....	76
4.10.2	Rear End Head.....	77
<b>BAB V</b>	<b>OPERASI DAN PEMELIHARAAN</b> .....	<b>80</b>
5.1	Operasi.....	80
5.1.1	Pompa Air Pendingin atau Closed Cooling Water Pumps.....	80
5.1.2	Expansion Tank .....	82
5.1.3	Closed Cooling Water Exchanger .....	83
5.2	Pemeliharaan .....	84
<b>BAB VI</b>	<b>KESIMPULAN</b> .....	<b>88</b>
	<b>LITERATUR</b> .....	
	<b>LAMPIRAN-LAMPIRAN</b> .....	

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Alat Penukar Kalor 1-1 Pass dan Arah Aliran Berlawanan ....	9
Gambar 2.2	Alat Penukar Kalor 1-2 Pass dengan Counter Paralel Flow....	9
Gambar 2.3	Alat Penukar Kalor 1-2 Pass dengan Paralel Counter Flow....	9
Gambar 2.4	Bagian-Bagian Alat Penukar Kalor (Berdasarkan Standar Tema).....	11
Gambar 2.5	Penukar Kalor Tipe AES (Standar Tema) .....	12
Gambar 2.6	Penukar Kalor Tipe BEM (Standar Tema).....	12
Gambar 2.7	Penukar Kalor Tipe AEP (Standar Tema) .....	12
Gambar 2.8	Penukar Kalor Tipe CPU (Standar Tema).....	13
Gambar 2.9	Penukar Kalor Tipe AJW (Standar Tema) .....	13
Gambar 2.10	Penukar Kalor Tipe AKT (Standar Tema) .....	13
Gambar 2.11	Single Line Diagram Circulating Water System .....	15
Gambar 2.12	Single Line Diagram Close Cooling Water System.....	16
Gambar 2.13	Single Line Diagram Close Cooling Water Pumps .....	17
Gambar 2.14	Single Line Diagram Close Cooling Water Head Exchanger .	18
Gambar 2.15	Single Line Diagram Expansion Tank .....	19
Gambar 2.16	Single Line Diagram Close Cooling Water System.....	20
Gambar 3.1	Sket Alat Penukar Kalor Yang Direncanakan .....	22
Gambar 3.2	Penampang Pipa .....	24
Gambar 3.3	Distribusi Suhu Dalam Penukar Kalor Aliran Berlawanan Arah .....	28
Gambar 3.4	Grafik Faktor Koreksi Penukar Kalor Dua Lintas .....	29

Gambar 3.5	Susunan Pipa Segitiga (Triangular Pitch).....	33
Gambar 4.1	Bilangan Nusselt Terhadap Reynolds Untuk Udara Mengalir Dalam Pipa.....	36
Gambar 4.2	Faktor Gesekan Dalam Pipa .....	38
Gambar 4.3	Jaringan Tahanan Termal Untuk Perpindahan Panas Menyeluruh .....	47
Gambar 4.4	Susunan Pipa Segitiga (Triangular Pitch) .....	54
Gambar 4.5	Jarak Susunan Pipa Dengan Pipa (Tube).....	55
Gambar 4.6	Sekat Standar 2 Pass Aliran Pada Sisi Cangkang (Shell).....	56
Gambar 4.7	Posisi Baffle (Sekat) Dalam Cangkang (Shell) .....	56
Gambar 4.8	Tube Sheet.....	59
Gambar 4.9	Shell (Cangkang).....	62
Gambar 4.10	Pipa (Tube) Alat Penukar Kalor.....	68
Gambar 4.11	Hubungan Sekat (Baffle), Spacer, Tie Rods Dan Tube Sheet Pada Alat Penukar Kalor.....	75
Gambar 4.12	Stationary Head .....	77
Gambar 4.13	Rear End Head .....	77
Gambar 5.1	Single Diagram Pompa Air Pendingin (Closed Cooling Water Pumps) .....	81
Gambar 5.2	Line Diagram Expansion Tank .....	83
Gambar 5.3	Single Diagram Closed Cooling Water Exchanger.....	84
Gambar 5.4	Oil Reservoir .....	86
Gambar 5.5	Penyumbat (Plug).....	87

## DAFTAR TABEL

Tabel 3.3	Peralatan-Peralatan Yang Memberikan Panas.....	25
Tabel 3.5	Susunan Pipa Alat Penukar Kalor .....	34
Tabel 4.2	Nilai Tipikal Faktor Pengotoran/Fouling (Koefisien).....	52
Tabel 4.3	Ruang Bebas Dan Toleransi Alat Penukar Kalor .....	57
Tabel 4.4	Tebal Plat Sekat.....	58
Tabel 4.10	Standar Jumlah Ukuran Tie Rods Alat Penukar Kalor .....	76



## DAFTAR LAMPIRAN

Lampiran-I	Tabel 3-1 Data Untuk Pipa (Tube) Alat Penukar Kalor
Lampiran-II	Tabel 3-2 Besaran Konduktivitas Termal (K) dari Beberapa Metal
Lampiran-III	Tabel 3-4 Koefisien Perpindahan Panas Keseluruhan Kira-Kira Untuk Taksiran Pendahuluan
Lampiran-IV	Tabel 4-1 Sifat-Sifat Fisik Air
Lampiran-V	Tabel 4-5
Lampiran-VI	Tabel 4-6
Lampiran-VII	Tabel 4-7
Lampiran-VIII	Tabel 4-8
Lampiran-IX	Tabel 4-9
Lampiran-X	Grafik Modulus Elastis Bahan Cangkang (Shell)
Lampiran-XI	Gambar Close Cooling Water Exchanger
Lampiran-XII	Gambar Close Cooling Water Pumps
Lampiran-XIII	Gambar Cooling water Pumps
Lampiran-XIV	Gambar Water Intake, Tempat Pengambilan Fluida Pendingin (Air Sungai)
Lampiran-XV	Gambar Demi Water Pumps
Lampiran-XVI	Gambar Demi Water Tank Tempat Pengambilan Air Pendingin (Demi Water)
Lampiran-XVII	Gambar Expansion Tank
Lampiran-XVIII	Tabel Konversi Satuan

## DAFTAR NOTASI

$T_{hk}$	= Suhu air pendingin keluar cangkang ( shell )	$^{\circ}\text{C}$
$T_{hm}$	= Suhu air pendingin masuk cangkang ( shell )	$^{\circ}\text{C}$
$T_{ck}$	= Suhu pendingin keluar pipa ( tube )	$^{\circ}\text{C}$
$T_{cm}$	= Suhu pendingin masuk ( tube )	$^{\circ}\text{C}$
$L$	= Panjang pipa ( tube )	m
$d_o$	= Diameter luar pipa ( tube )	mm
$d_i$	= Diameter dalam pipa ( tube )	mm
$t_p$	= Tebal pipa ( tube )	mm
$k$	= Konduktivitas termal	$\text{W/m } ^{\circ}\text{K}$
$T_r$	= Temperatur rencana	$^{\circ}\text{C}$
$Q$	= Jumlah panas yang diberikan peralatan	kW
$Q_{tot}$	= Jumlah panas keseluruhan	kW
$m$	= Laju aliran massa fluida	kg/s
$C_p$	= Panas jenis fluida	$\text{kJ/kg } ^{\circ}\text{C}$
$\Delta T$	= Selisih suhu fluida	$^{\circ}\text{C}$
$m_h$	= kapasitas air pendingin yang dibutuhkan	kg/s
$m_c$	= kapasitas pendingin yang dibutuhkan	kg/s
$q$	= Laju perpindahan panas	w
$U$	= Koefisien perpindahan panas keseluruhan	$\text{w/m}^2 \text{ } ^{\circ}\text{C}$
$LMTD$	= Beda suhu keseluruhan rata-tata logaritma	
$F$	= Faktor koreksi terhadap LMTD	
$A$	= Luas permukaan perpindahan panas	$\text{m}^2$
$N$	= Jumlah pipa ( tube )	

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 22/7/24

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

3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area  
 Access From (repository.uma.ac.id)22/7/24

$a_t$	= Luas laluan aliran dalam pipa ( tube )	$m^2$
$n$	= Jumlah pass aliran	
$n$	= Nilai eksponen	
$a_t'$	= Luas aliran perpipa ( tube )	$m^2$
$V$	= Kecepatan aliran fluida	$m/s$
$a_s$	= Luas laluan aliran dalam cangkang ( shell )	$m^2$
$D_o$	= Diameter luar cangkang ( shell )	$m$
$D_i$	= Diameter dalam cangkang ( shell )	$m$
$C'$	= Daerah bebas antara pipa dengan pipa ( tube )	$m$
$B$	= Jarak sekat atau baffle	$m$
$P_t$	= Jarak antara pipa ( tube )	$m$
$Nu$	= Bilangan nusselt	
$\mu_b$	= Viskositas pada suhu curahan	$kg/m.s$
$\mu_w$	= Viskositas pada suhu permukaan	$kg/m.s$
$Re$	= Bilangan reynolds	
$\rho$	= Rapat massa fluida	$kg/m^3$
$Pr$	= Bilangan prandtl	
$f$	= faktor gesekan	
$T_{bh}$	= Suhu air pendingin ( demi water ) rata-rata ( suhu curahan )	$^{\circ}C$
$D_e$	= Diameter ekivalent cangkang ( shell )	$m$
$P$	= Perbandingan beda suhu tanpa dimensi	
$P$	= Tekanan rencana terhadap tube sheet	$Psi$
$Z$	= Perbandingan suhu fluida dalam cangkang dengan Perubahan suhu dalam pipa	
$T_b$	= Suhu curahan	$^{\circ}C$

$T_w$	= Suhu dinding ( suhu permukaan )	$^{\circ}\text{C}$
$h_o$	= Koefisien perpindahan panas konveksi diluar pipa	$\text{w/m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}$
$T_{bc}$	= Suhu pendingin ( air sungai ) rata-rata ( suhu curahan )	$^{\circ}\text{C}$
$h_i$	= Koefisien perpindahan panas konveksi dalam pipa	$\text{w/m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}$
$T_A$	= Suhu fluida dalam pipa ( tube )	$^{\circ}\text{C}$
$T_B$	= Suhu fluida dalam cangkang ( shell )	$^{\circ}\text{C}$
$T_o$	= Suhu dinding pipa ( tube ) sebelah luar	$^{\circ}\text{C}$
$T_i$	= Suhu dinding pipa ( tube ) sebelah dalam	$^{\circ}\text{C}$
$U_i$	= Perpindahan panas menyeluruh permukaan dalam pipa	$\text{w/m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}$
$U_o$	= Perpindahan panas menyeluruh permukaan luar pipa	$\text{w/m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}$
$A_o$	= Luas permukaan pipa bagian luar persatuan panjang	$\text{m}^2$
$A_i$	= Luas permukaan pipa bagian dalam persatuan panjang	$\text{m}^2$
$r_o$	= Jari-jari bagian luar pipa ( tube )	$\text{m}$
$r_i$	= Jari-jari bagian dalam pipa ( tube )	$\text{m}$
$R_s$	= Tahanan termal pipa untuk setiap satuan panjang pipa	$\text{w/m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}$
$R_i$	= Tahanan termal dalam pipa ( tube ) persatuan panjang pipa	$\text{w/}^{\circ}\text{C}$
$R_o$	= Tahanan termal luar pipa ( tube ) persatuan panjang pipa	$\text{w/}^{\circ}\text{C}$
$R_d$	= Tahanan termal faktor pengotoran ( endapan )	$\text{w/m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}$
$U_d$	= Koefisien perpindahan panas keseluruhan rancangan	$\text{w/m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}$
$D_o$	= Diameter luar cangkang ( shell )	$\text{m}$
$D_i$	= Diameter dalam cangkang ( shell )	$\text{m}$
$D_{sk}$	= Diameter sekat atau baffle	$\text{m}$
$t_s$	= Ruang bebas dan toleransi sekat	$\text{mm}$
$t_s$	= Tebak cangkang ( shell )	$\text{mm}$



$tb_s$	= Tebal sekat	mm
$J_s$	= tinggi jendela sekat yang dipotong	mm
$D_1$	= Diameter flens	mm
$D_2$	= Diameter lingkaran baut	mm
$T$	= Tebal tube sheet	mm
$F$	= Faktor koreksi terhadap perbandingan tebal dinding dengan Diameter dalam cangkang ( shell )	
$P_s$	= Tekanan dalam cangkang ( shell ) rencana	Psi
$P_t$	= Tekanan dalam pipa ( tube ) rencana	Psi
$S$	= Tegangan tarik yang diizinkan	Psi
$d$	= Diameter nozzle	mm
$L_s$	= Panjang Cangkang ( shell )	m
$T_n$	= Tebal nozzle	mm
$S_s$	= Tegangan longitudinal pada cangkang ( shell )	Psi
$C_s$	= Konstanta	
$\Delta P_s$	= Penurunan tekanan pada sisi cangkang ( shell )	Psi
$G_s$	= Kecepatan massa aliran dalam cangkang ( shell )	kg/m <sup>2</sup> .s
$G_t$	= Kecepatan massa aliran dalam pipa ( tube )	kg/m <sup>2</sup> .s
$g$	= grafitasi	m/s <sup>2</sup>
$s$	= Spesifik grafity air	
$\phi$	= Perbandingan viskositas suhu curahan dengan suhu permukaan	
$\phi$	= Koefisien dari bahan flens	
$S_c$	= Tegangan tekən pipa ( tube ) disekeliling bundel	Psi
$E_t$	= Modulus elastis bahan pipa ( tube )	Psi
$E_s$	= Modulus elastis bahan cangkang ( shell )	Psi

$K_l$	= Panjang ekivalent pipa ( tube ) yang mengalami lekukan ( buckling )	
$K$	= Pipa ( tube ) yang tidak ditopang antara dua buah sekat	
$K$	= Faktor koreksi terhadap tebal pipa dengan tebal cangkang ( shell )	
$F_q$	= Faktor koreksi tube sheet dengan cangkang ( shell )	
$S_t$	= Tegangan longitudinal pada keliling tube bundel	Psi
$C_t$	= Konstanta pipa ( tube )	
$\Delta P_t$	= Penurunan tekanan pada sisi pipa ( tube )	Psi
$\Delta P_r$	= Penurunan tekanan saat kembali ( return ) terhadap pass aliran	Psi
$\Delta P_T$	= Tekanan total pada sisi pipa ( tube )	Psi
$S_b$	= Tegangan tekan yang diizinkan	Psi
$h$	= Tebal flens	mm
$r$	= Jari-jari girasi ( gyration ) pipa	mm
$\pi$	= 3,14	

## ABSTRAK

Dalam membangun Pembangkit Tenaga Listrik, yang perlu diperhatikan adalah masalah efisiensi, misalnya Pembangkit Listrik Tenaga Gas dan Uap (PLTGU) telah dikenal sebagai pembangkit listrik yang mempunyai efisiensi yang relatif tinggi dimana gas buang yang dihasilkan PLTG dimanfaatkan kembali untuk memanaskan air di boiler sehingga dapat memproduksi uap (steam) untuk memutar Turbin Uap (Steam Turbine) dan Turbin Uap memutar generator sehingga dapat menghasilkan tenaga listrik.

Turbin Uap (Steam Turbine) adalah merupakan suatu mesin konversi energi yang melibatkan banyak peralatan-peralatan pendukung (alat bantu) yang mendukung pengoperasiannya.

Peralatan pendukung (alat Bantu) tersebut, dalam pengoperasiannya memerlukan media pendingin. Media pendingin yang sangat cocok adalah Demineralized Water yang biasa disebut di lapangan adalah Demi Water, karena kadar besinya (Fe) dan unsur lainnya sudah dihilangkan melalui proses "Water Treatment" sehingga tidak akan menimbulkan korosif pada peralatan-peralatan pendukung (alat bantu).

Masalah yang timbul bila menggunakan demi water sebagai media air pendingin antara lain adalah biayanya cukup besar dan disamping jumlahnya yang sangat terbatas. Untuk memperkecil biaya produksi dan pemakaian demi water, maka dibuat suatu sistem dengan cara sistem sirkulasi tertutup, dimana tahapan prosesnya antara lain:

- Air pendingin (demi water) didistribusikan ke masing-masing peralatan pendukung (alat bantu).
- Air pendingin (demi water) yang telah menyerap panas dari peralatan pendukung (alat bantu) suhunya akan naik dan kemudian didinginkan kembali disuatu heat exchanger yang disebut pendingin air pendingin (cooling water heat exchanger)
- Air pendingin yang telah didinginkan oleh cooling water heat exchanger didistribusikan kembali kemasing-masing peralatan pendukung.

Jadi Alat Penukar Kalor Pendingin Air Pendingin Sistem Sirkulasi Tertutup (Close Cooling Water Heat Exchanger) sangatlah baik digunakan disuatu Pembangkit Tenaga Gas dan Uap karena dapat memperoleh keuntungan-keuntungan sebagai berikut:

1. Mempertinggi efisiensi unit pembangkit.

2. Mencegah pemborosan pemakaian air, walaupun ada penambahan air pendingin akibat kebocoran pada seal-seal pompa atau losees lainnya, persentasenya sangat kecil sekali.
3. Peralatan-peralatan pendukung (alat bantu) dapat beroperasi seoptimal mungkin.

Maka dalam hal ini penulis mencoba merancang / meneliti kembali Alat Penukar Kalor Sistem Sirkulasi Tertutup (Close Cooling Water Heat Exchanger ) yang telah dipakai di Pembangkit Listrik Tenaga Gas dan Uap ( PLTGU ) Belawan ,untuk dapat menghasilkan pendinginan yang lebih baik dan juga dapat memperkecil pemakaian air pendingin (demi water ) yang memerlukan biaya produksi yang besar.



## ABSTRACTION

In developing of Power plant , what need to be paid attention is the problem of efficiency , for example Power Station Of Energy Gas and Vapour (PLTGU) have been known as by power station having efficiency which high relative where gas throw away which is yielded by PLTG re-exploited to heat water in boiler so that can produce vapour (steam) to turn around Steam Turbine and Steam Turbine turn around generator so that can yield electric power.

Steam Turbine is to represent an machine convert energi entangling many equipments of supporter (appliance assist) supporting its operation. Equipments of supporter (appliance Assist), in its operation need cooler media. very compatible Cooler media is Demineralized Water which is ordinary to be referred as field is for the shake of Water, because its iron rate (Fe) and other element have been eliminated to [pass/through] process " Water Treatment" so that will not generate corrosive at equipments of supporter (appliance assist).

Problem of arising out if/when using for the shake of water as media irrigate cooler for example is its big enough expense and beside its very is limited amount. To minimize production cost and usage for the shake of water, hence made an system by system of sirkulasi its process step closed, for example :

- Cooler water (for the shake of water) distributed to each equipments of supporter (appliance assist).
- Cooler water (for the shake of water) which have permeated heat of equipments of supporter (appliance assist) its temperature will go up and is later;then re-made cool an exchanger heat of is so-called cooler irrigate cooler (exchanger heat water cooling).
- Cooler water which have been made cool by exchanger heat water cooling re-distributed to equipments of supporter.

Become Appliance of Heat Exchanger Cooler Irrigate Cooler Of System of Cirkulation Closed (Close Cooling Water Heat Exchanger) very good used by an Generating of Energy Gas and Vapour because can obtain get advantage - the following advantage:

1. Heightening generating unit efisiensi.
2. Preventive extravagance of usage of water,there is addition of cooler water effect of leakage at seal-seal pump or other losees, its percentage very infinitesimal.
3. Equipments of supporter (appliance assist) can operate as optimal as possible.

Hence in this case writer try to design/checking again Appliance of Heat Excanger System of Cirkulation Closed (Close Cooling Water Heat Exchanger) which have been Used in Power Station Of Energy Gas and Vapour (PLTGU) Belawan, to be able to yield better refrigeration as well as can minimize usage of cooler water (for the shake of water) costing money big production.



# BAB I

## P E N D A H U L U A N

### 1.1 Latar Belakang

Dewasa ini listrik merupakan kebutuhan yang sangat penting bagi kita, baik itu untuk kepentingan penerangan maupun industri atau kepentingan lainnya. Dengan bertambah pesatnya laju permintaan akan tenaga listrik di Indonesia saat ini, maka sangat penting diperlukan pembangunan unit-unit pembangkit tenaga listrik yang besar yang merupakan unsur penunjang dalam penyaluran tenaga listrik.

Menunjang semua ini demi untuk kesejahteraan bangsa dan negara, pemerintah bersama-sama dengan pihak swasta telah membangun beberapa sentral pembangkit tenaga listrik yang diantaranya adalah :

- PLTD (Pembangkit Listrik Tenaga Diesel)
- PLTG (Pembangkit Listrik Tenaga Gas)
- PLTA (Pembangkit Listrik Tenaga Air)
- PLTU (Pembangkit Listrik Tenaga Uap)
- PLTGU (Pembangkit Listrik Tenaga Gas dan Uap)

Membangun suatu unit pembangkit tenaga listrik yang perlu diperhatikan adalah masalah efisiensi, misalnya pada Pembangkit Listrik Tenaga Gas dan Uap (PLTGU) telah dikenal sebagai pembangkit listrik yang mempunyai efisiensi yang relatif tinggi dimana gas buang yang

dihasilkan PLTG dimanfaatkan kembali untuk memanaskan air di boiler sehingga dapat memproduksi uap (steam) untuk memutar turbin uap (steam turbine) dan turbin uap memutar generator sehingga dapat menghasilkan tenaga listrik.

Turbin uap (steam turbine) adalah merupakan suatu sistem konversi energi yang melibatkan banyak peralatan-peralatan pendukung (alat bantu) yang mendukung pelaksanaan pengoperasiannya.

Peralatan pendukung (alat bantu) yang memerlukan media pendingin untuk pengoperasian unit diantaranya adalah :

- HP Feed Water Pumps.
- LP Feed Water Pumps.
- Condensate Recirculating Pumps.
- Sampling Coolers.
- Steam Turbine Generator Cooler.
- Steam Turbine Lube Oil Cooler.
- Vacuum Pump Cooling Water Box.
- Vacuum Pumps Condensor.

Media air pendingin yang digunakan untuk mendinginkan peralatan-peralatan tersebut diatas adalah Demineralized Water yang biasa disebut di lapangan adalah demi water. Demi water sangat cocok untuk media air pendingin peralatan-peralatan, karena kadar besinya (Fe) dan unsur lainnya sudah dihilangkan melalui proses "Water Treatment" sehingga tidak akan menimbulkan korosif pada peralatan-peralatan pendukung (alat bantu).

Masalah yang timbul bila menggunakan demi water sebagai media air pendingin antara lain adalah untuk memproduksi demi water per meter kubik



biayanya cukup besar dan disamping jumlahnya yang sangat terbatas. Untuk memperkecil biaya produksi dan pemakaian demi water maka dibuat suatu sistem dengan cara sistem sirkulasi tertutup.

Tahapan proses dalam sistem sirkulasi tertutup antara lain :

- Air pendingin (demi water) didistribusikan ke masing-masing peralatan pendukung (alat bantu)
- Air pendingin (demi water) yang telah menyerap panas dari peralatan pendukung (alat bantu) suhunya akan naik dan kemudian didinginkan kembali disuatu heat exchanger yang disebut pendingin air pendingin (cooling water heat exchanger).
- Air pendingin yang telah didinginkan oleh cooling water heat exchanger didistribusikan kembali kemasing-masing peralatan pendukung.

Demikianlah sistem pengoperasian dengan sistem sirkulasi tertutup sehingga keuntungan-keuntungan yang diperoleh sebagai berikut :

1. Mempertinggi efisiensi unit pembangkit.
2. Mencegah pemborosan pemakaian air, walaupun ada penambahan air pendingin akibat kebocoran pada seal-seal pompa atau losses lainnya prosentasenya sangat kecil sekali.
3. Peralatan-peralatan pendukung (alat bantu) dapat beroperasi seoptimal mungkin.

Hal-hal diataslah yang melatar belakangi penulis untuk memilih judul “Alat Penukar Kalor Pendingin Air Pendingin Sistem Sirkulasi Tertutup (Close Cooling Water Heat Exchanger)”.

## 1.2 Maksud dan Tujuan

Maksud dari penulisan ini diharapkan akan dapat mencari suatu kesimpulan yang paling tepat untuk menurunkan suhu air pendingin seminimal mungkin yang kemudian disirkulasikan kembali ke semua peralatan pendukung (alat bantu) sehingga pembebanan pada steam turbine generator tidak dibatasi oleh maksimum temperatur.

Tujuan dari penulisan ini adalah :

- Untuk mencoba menerapkan rumus-rumus empiris dengan kenyataan yang ada di lapangan.
- Untuk memahami prinsip kerja dari alat penukar kalor pendingin air pendingin sistem sirkulasi tertutup.
- Untuk lebih mengenal alat penukar kalor dan sekaligus sebagai informasi bagi pihak yang ingin mengetahui perencanaan.

## 1.3 Pembatasan Masalah

Pendingin air pendingin sistem sirkulasi tertutup (close cooling water heat exchanger) yang direncanakan akan dipergunakan pada pembangkit listrik tenaga uap yang mampu untuk menurunkan suhu air pendingin seminimal mungkin sehingga peralatan-peralatan pendukung (alat bantu) dapat beroperasi seoptimal mungkin.

Dalam hal ini pembahasan dititik beratkan pada :

1. Latar belakang pemakaian alat penukar kalor pendingin air pendingin sistem sirkulasi tertutup.

2. Metode penelitian bahan alat penukar kalor.
3. Perhitungan/menentukan ukuran-ukuran peralatan alat penukar kalor.

#### 1.4 Metodologi

Dalam penulisan ini menggunakan metode yang berdasarkan pada :

- Penelitian kepustakaan (library research), merupakan cara penulis di dalam mengumpulkan data teoritis atau literatur yang secara khusus membahas tentang masalah alat penukar kalor.
- Penelitian lapangan, merupakan cara penelitian langsung yang telah dilakukan di PT. PLN ( Persero ) Kitlur Sumbagut Sektor Belawan.

#### 1.5 Sistem Penulisan

- Bab I. Dalam penulisan ini menguraikan tinjauan umum perencanaan, maksud dan tujuan, pembatasan masalah, dan metodologi.
- Bab II. Berisikan pengertian tentang perpindahan panas, tinjauan tentang alat penukar kalor dan sistem air pendingin.
- Bab III. Metode Penelitian Bahan alat penukar kalor yang meliputi tentang Kontruksi alat penukar kalor, rencana pemilihan bahan juga sumber panas yang diserap air pendingin, serta koefisien perpindahan panas menyeluruh dan faktor pengotoran.
- Bab IV. Mencakup perhitungan dimensi / ukuran dari alat penukar kalor.

Bab V. Berisikan tentang sistem pengoperasian serta pemeliharaan dari alat penukar kalor.

Bab VI. Kesimpulan sebagai penutup.



## **BAB II**

### **TINJAUAN PUSTAKA**

#### **2.1 Pengertian Tentang Perpindahan Panas**

Panas dapat berpindah dari suatu tempat atau benda ke tempat atau benda lain. Panas dapat berpindah dari suatu zat yang lebih panas ke zat yang lebih dingin, dengan kata lain panas hanya akan berpindah dari suatu benda ke benda lain jika terdapat perbedaan temperatur diantara dua benda tersebut atau panas akan berpindah dari benda yang temperatur lebih tinggi ke temperatur yang lebih rendah, karena itu dapat disimpulkan bahwa perbedaan temperatur adalah merupakan potensial pendorong bagi proses perpindahan panas.

Di dalam proses perpindahan panas dikenal tiga macam cara-cara perpindahan panas antara lain adalah :

- Konduksi ( conduction )
- Konveksi ( convection )
- Radiasi ( radiation )

#### **2.2 Tinjauan Tentang Alat Penukar Kalor**

Alat penukar kalor (panas) adalah suatu alat yang menghasilkan perpindahan panas dari suatu fluida ke fluida lainnya atau dari suatu fluida yang temperaturnya lebih tinggi ke fluida yang temperaturnya lebih rendah.

Proses perpindahan panas tersebut dapat dilakukan secara langsung dan secara tidak langsung.

- a. Alat penukar kalor langsung ialah dimana fluida panas akan bercampur secara langsung dengan fluida dingin tanpa adanya pemisah dalam suatu bejana atau ruang tertentu, contohnya desuperheater pada ketel uap sebagai alat menurunkan temperatur uap sebelum masuk turbin.
- b. Alat penukar kalor tidak langsung ialah fluida panas tidak berhubungan langsung (indirect contact) dengan fluida dingin, jadi proses perpindahan panasnya itu mempunyai media perantara seperti pipa, plat atau peralatan jenis lainnya, contohnya condensor pada turbin uap, superheater, economiser, evaporator dan cooler dan lainnya.

### 2.3 Tipe-Tipe Dasar Penukar Kalor

Tipe penukar kalor shell and tube adalah tipe paling sederhana, dalam alat ini terdiri dari pipa yang terletak konsentrik (sesumbu) di dalam pipa lainnya yang merupakan shell (cangkang).

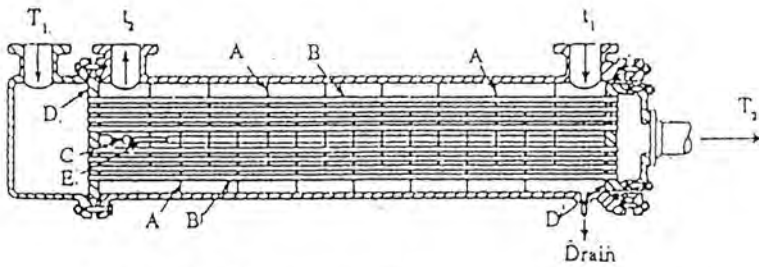
Dalam alat penukar kalor yang dimaksud dengan pass adalah lintasan yang dilakukan oleh fluida dalam shell atau dalam tube bundel.

Lintasan alat penukar kalor dikenal ada dua jenis antara lain adalah :

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

#### 2.3.1 Alat Penukar Kalor 1-1 Pass

Yang dimaksud dengan alat penukar 1-1 pass adalah dimana aliran fluida yang berada dalam shell atau cangkang satu pass dan aliran fluida yang mengalir dalam tube satu pass.

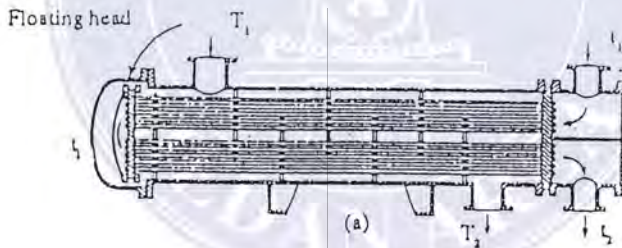


Gbr. 2.1 Alat Penukar Kalor 1-1 Pass dan Arah Aliran Berlawanan

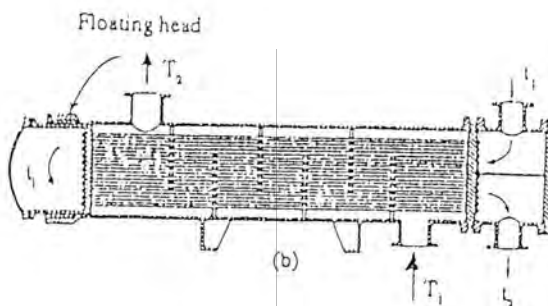
Ket. Gambar : A. Sekat (baffle), B. Tubes, C. Tie-rods, D dan D' Plat tube (tube sheet), E. Spacer atau pemisah tube.

### 2.3.2 Alat Penukar Kalor dengan 1-2 Pass

Yang dimaksud dengan alat penukar 1-2 pass adalah dimana aliran fluida yang berada dalam shell atau cangkang satu pass dan aliran fluida yang mengalir dalam tube dua pass.



Gbr.2.2 Alat Penukar Kalor 1-2 Pass dengan Counter – Paralel Flow



Gbr. 2.3 Alat Penukar Kalor 1-2 Pass dengan Paralel – Counter Flow

## 2.4 Konstruksi Alat Penukar Kalor

Ditinjau dari konstruksi alat penukar kalor jenis shell dan tube, maka secara umum dapat dikatakan konstruksinya dari empat bagian utama antara lain adalah :

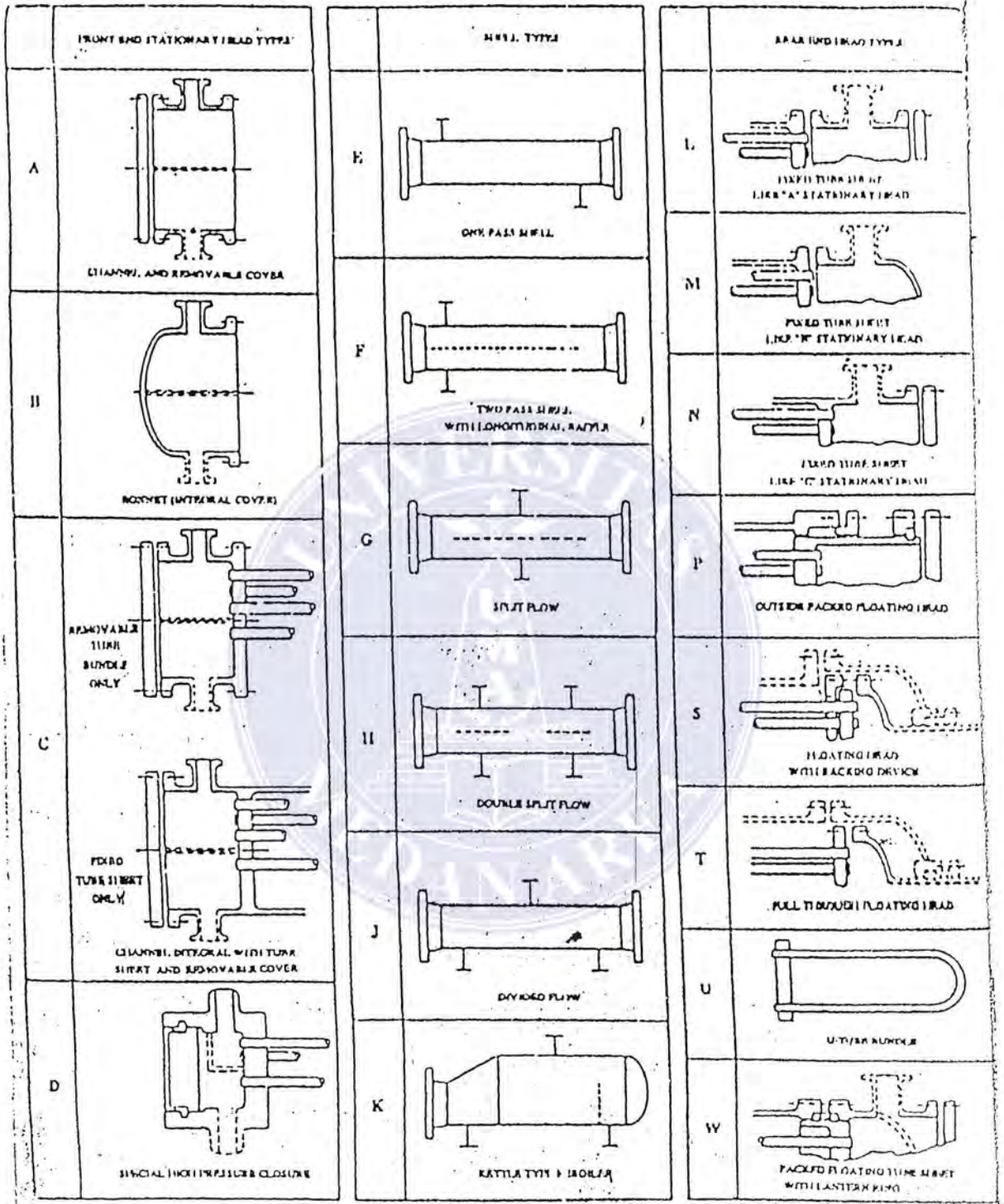
1. Bagian depan yang tetap atau front stationary head (dalam prakteknya hanya disingkat stationary head).
2. Shell atau cangkang alat penukar kalor.
3. Bagian ujung belakang atau rear end head (dalam prakteknya lebih sering disebut rear head).
4. Berkas tube atau tube bundel, kumpulan tube yang dimasukkan kedalam shell atau cangkang alat penukar kalor.

Bagian depan yang tetap (front head stationary) terdiri dari empat tipe yaitu tipe A, B, C dan tipe D.

Shell atau cangkang alat penukar kalor terdiri dari enam tipe yaitu tipe E, F, G, H, J dan tipe K.

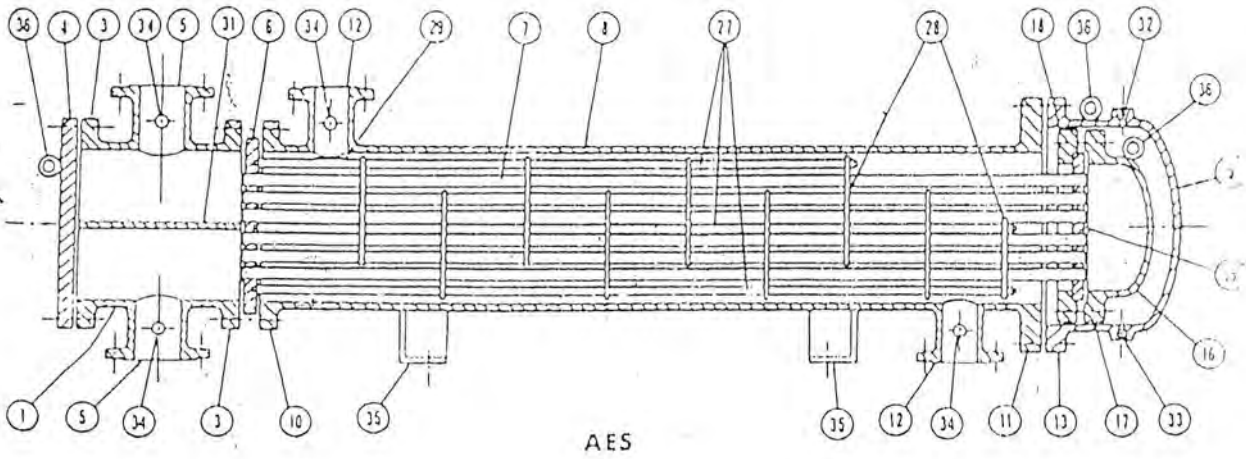
Bagian ujung belakang (rear end head) alat penukar kalor terdiri dari delapan tipe yaitu tipe L, M, N, P, S, T, U dan tipe W.



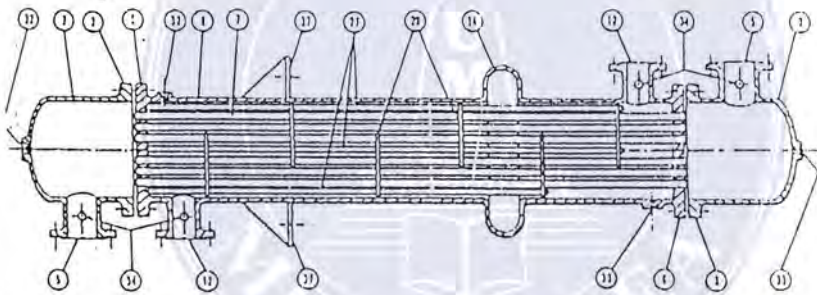


Gbr. 2.4 Bagian-Bagian Alat Penukar Kalor (Berdasarkan Standar Tema)

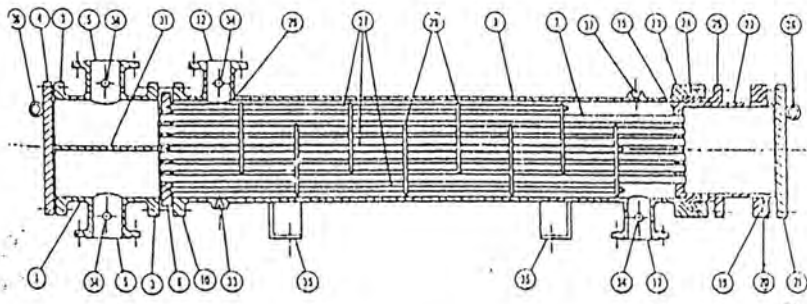
Dikutip dari buku *Alat Penukar Kalor (heat exchanger)*, Ir. Tunggul M. Sitompul, S.E., M.Sc



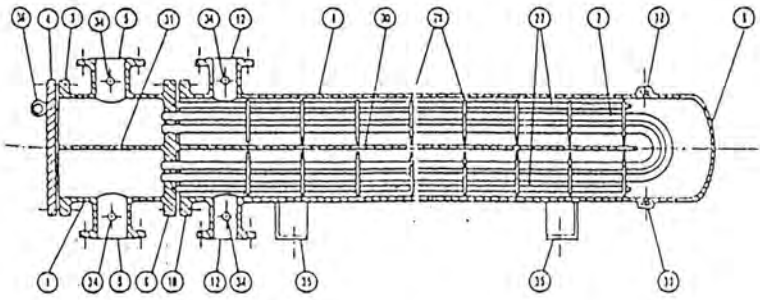
Gbr. 2.5 Penukar Kalor Tipe AES (Standar Tema)



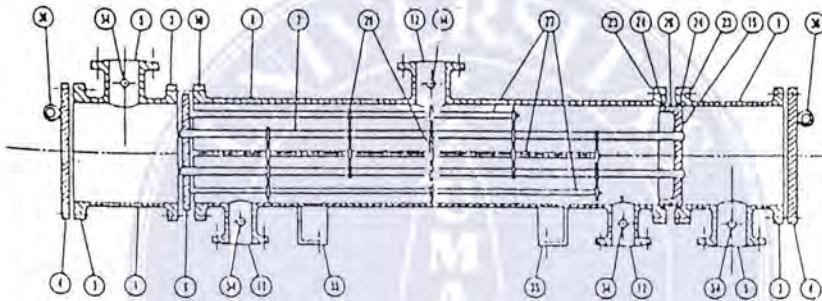
Gbr. 2.6 Penukar Kalor Tipe BEM (Standar Tema)



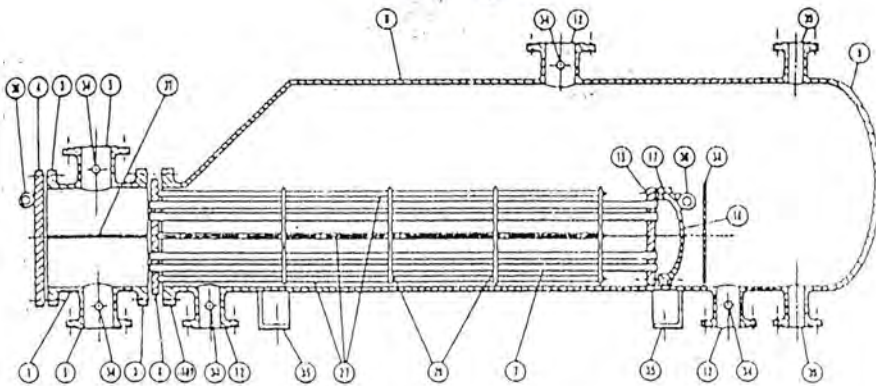
Gbr. 2.7 Penukar Kalor Tipe AEP (Standar Tema)



Gbr. 2.8 Penukar Kalor Tipe CPU (Standar Tema)



Gbr. 2.9 Penukar Kalor Tipe AJW (Standar Tema )



Gbr. 2.10 Penukar Kalor Tipe AKT (Standar Tema)

Keterangan gambar :

- |   |  |
|---|--|
| 1. Stationary Head – Channel                | 2. Stationary head – Bonnet            |
| 3. Stationary Head Flange-Channel or Bonnet | 4. Channel Cover                       |
| 5. Stationary Nozzle Head                   | 6. Stationary Tube Sheet               |
| 7. Tube                                     | 8. Shell                               |
| 9. Shell Cover                              | 10. Shell Flange Stationary Head End   |
| 11. Shell Flange- Rear Head End             | 12. Nozzle Shell                       |
| 13. Shell Cover Flange                      | 14. Expansion Joint                    |
| 15. Floating Head Cover                     | 16. Floating Head Cover                |
| 17. Floating Head Flange                    | 18. Floating Head Backing Device       |
| 19. Split Shear Ring                        | 20. Slip-On Backing Service            |
| 21. Floating Head Cover                     | 22. Floating Tube Sheet Skirt          |
| 23. Packing Follower Ring                   | 24. Packing                            |
| 25. Packing Follower Ring                   | 26. Lantern Ring                       |
| 27. Tie Rods and Spacer                     | 28. Transverse Baffle or Support Plate |
| 29. Impingement Baffles                     | 30. Longitudinal Baffles               |
| 31. Pass Partition                          | 32. Venting                            |
| 33. Drains                                  | 34. Instrument                         |
| 35. Support Saddle                          | 36. Lifting Lug                        |
| 37. Bracket                                 | 38. Weir                               |
| 39. Liquid Level Connection                 |  |

Gambar dan keterangan gambar diatas dikutip dari buku *Alat Penukar Kalor (Head Exchanger)* . Ir. Tunggul M Sitompul. SE. Msc, hal. 19, 20, 21 dan hal.2

## 2.5 Sistem Air Pendingin

### 2.5.1 Sistem Air Pendingin Utama

Sistem air pendingin utama merupakan sistem alat bantu yang paling penting dalam suatu unit pembangkit listrik. Sistem air pendingin direncanakan sedemikian rupa sehingga fleksibilitas operasinya yang ekonomis dengan keandalan yang baik.

Sistem air pendingin utama ini digunakan untuk memenuhi kebutuhan antara lain:

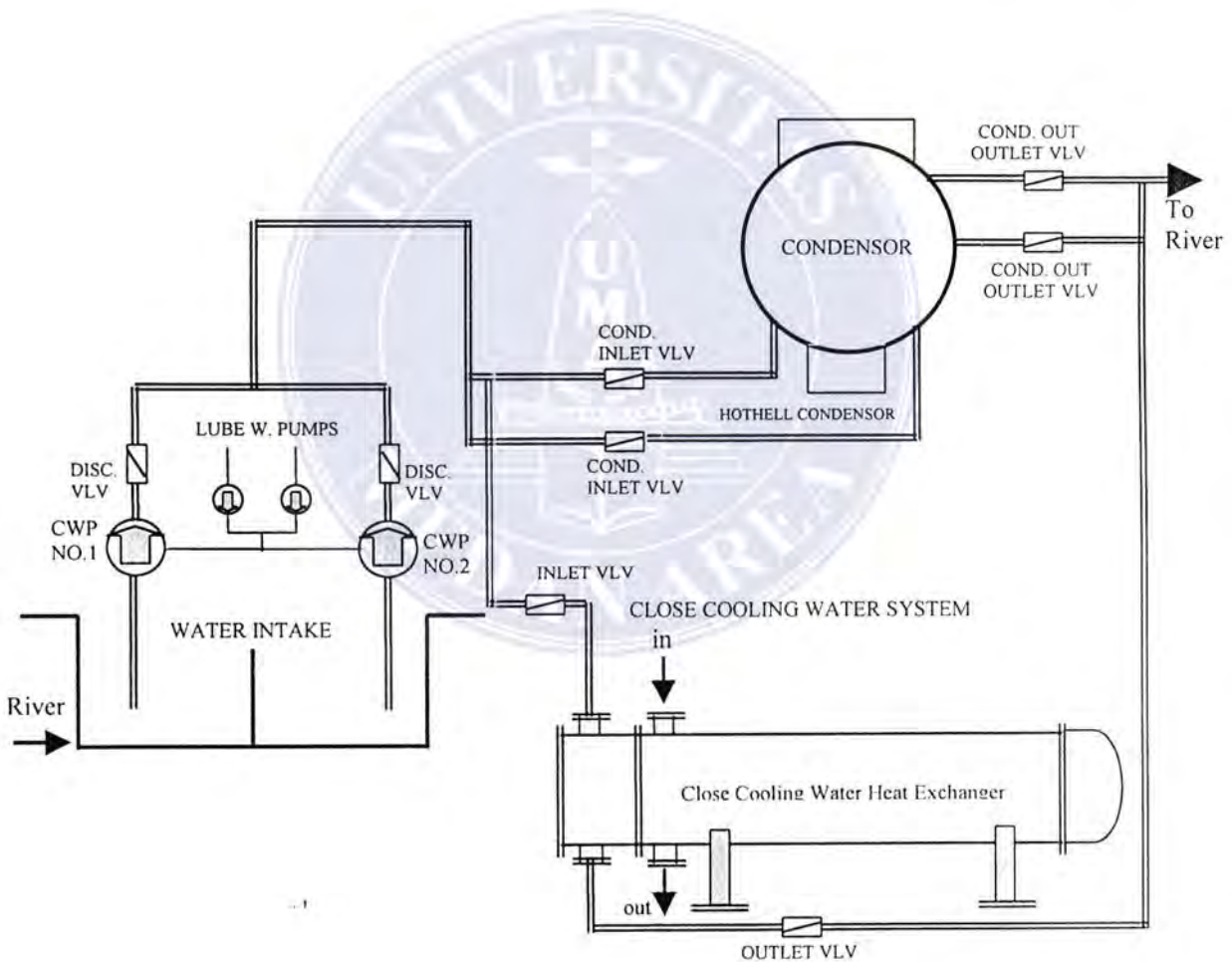
Suplai pendingin ke kondensor.

Suplai pendingin untuk close cooling water heat exchanger yang disebut service water.

Ditinjau dari sirkulasinya sistem ini dikenal dengan singkatan “OTTO” (once through then out) yang berarti pendinginan langsung sistem sekali lewat,

dimana air melewati kondensor dan close cooling water heat exchanger dengan menggunakan pompa yang dinamakan “Cooling Water Pump” dan disalurkan langsung kembali ke sungai.

Cooling water pumps dengan kapasitas 2 x 50 % yang berfungsi untuk penggerak sirkulasi air pendingin, dalam operasi normal dua pompa beroperasi tetapi bila salah satu pompa trip, operasi dari turbin uap (steam turbine) dapat berlanjut dengan menggunakan 50 % dari jumlah kebutuhan air pendingin.



Gbr. 2.11 Single Line Diagram Circulating Water System

### 2.5.2 Close Cooling Water System

Peralatan utama close cooling water system terdiri dari :

Dua unit close cooling water pumps yang berkapasitas 2 x 100 %.

Dua unit close cooling water heat exchanger yang berkapasitas 2 x 100 %.

Expansion tank.

Close cooling water system ini harus tersedia selama unit start-up, operasi normal dan shut down. Hal ini untuk melayani pendinginan peralatan-peralatan antara lain :

Steam Turbine Generator Coolers.

Steam Turbine Lube Oil Coolers.

HP Feed Water Pumps.

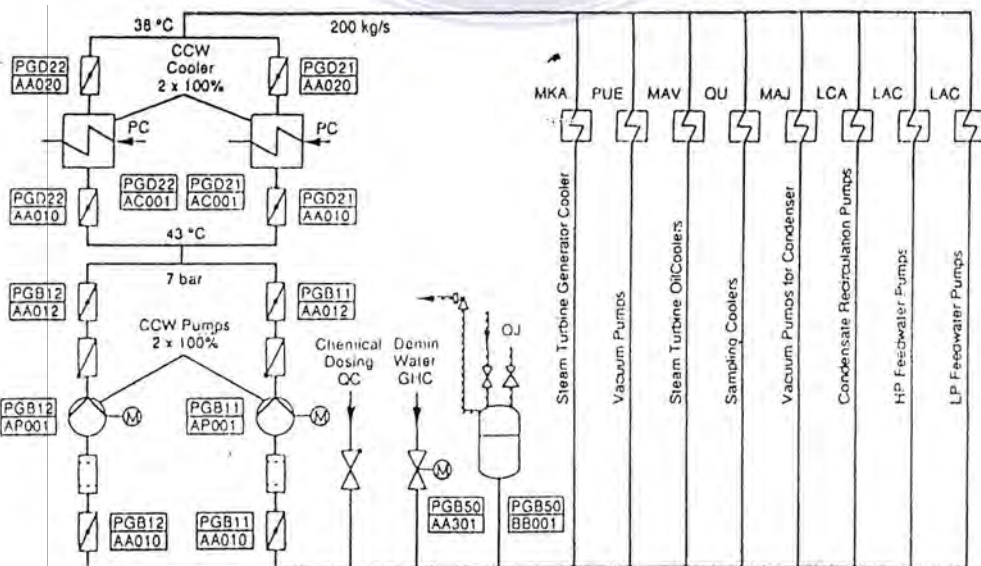
LP Feed Water Pumps.

Condensate Recirculating Pumps.

Vacuum Pumps for Condensor.

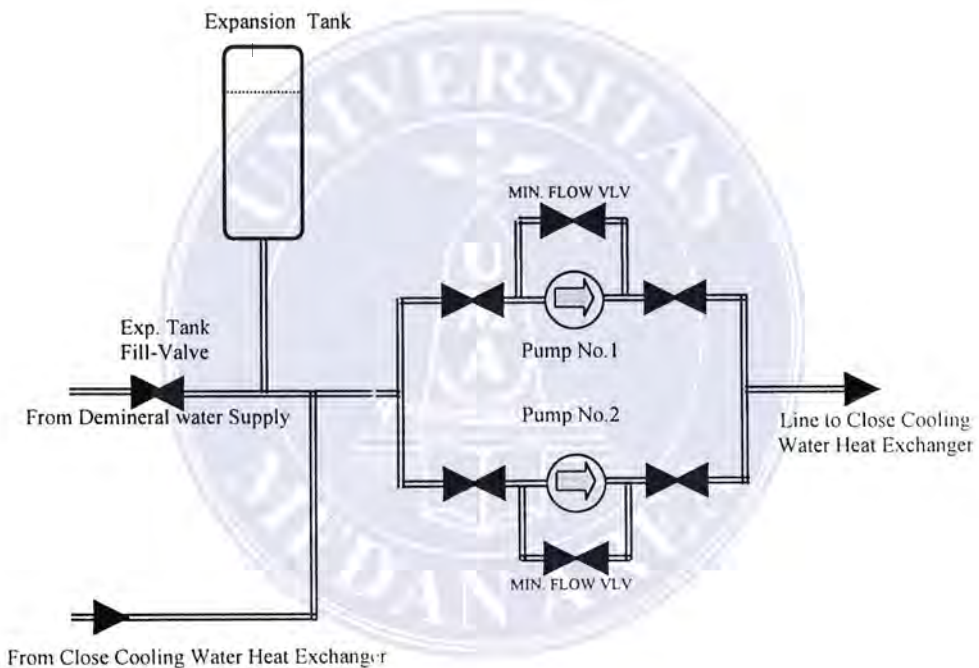
Vacuum Pumps Air Removal System

Sampling Cooler.



### 2.5.3 Close Cooling Water Pumps

Close cooling water pumps berfungsi sebagai penggerak untuk mensirkulasikan air pendingin. Air pendingin yang telah dipakai untuk mendinginkan peralatan-peralatan yang tersebut diatas masuk ke sisi hisap pompa dan kemudian dipompakan menuju close cooling water heat exchanger, di dalam close cooling water heat exchanger air melepaskan panasnya untuk diserap oleh service water atau air sungai.

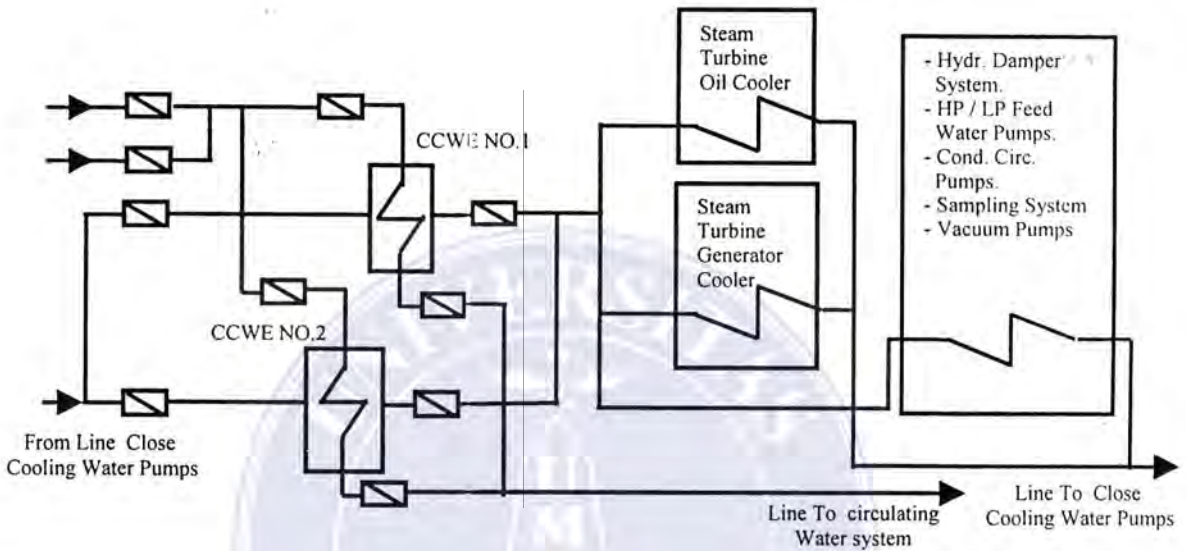


Gbr. 2.13 Single Line Diagram Close Cooling Water Pumps

### 2.5.4 Close Cooling Water Heat Exchanger

Konstruksi dari close cooling water heat exchanger adalah type straight dengan dua passes terdiri dari shell dan tube. Close cooling water heat exchanger berfungsi untuk mendinginkan (menurunkan suhu) air pendingin (demi water) yang telah menyerap panas dari peralatan-peralatan tersebut diatas yang mengalir

di dalam shell dan didinginkan dengan menggunakan media pendingin air sungai (service water) yang mengalir di dalam pipa (tube) yang ditapping dari pipa sisi tekan pendinginan utama kondensor (line pipe main cooling water pumps).



Gbr. 2.14 Single Diagram Close Cooling Water Head Exchanger

### 2.5.5 Expansion Tank

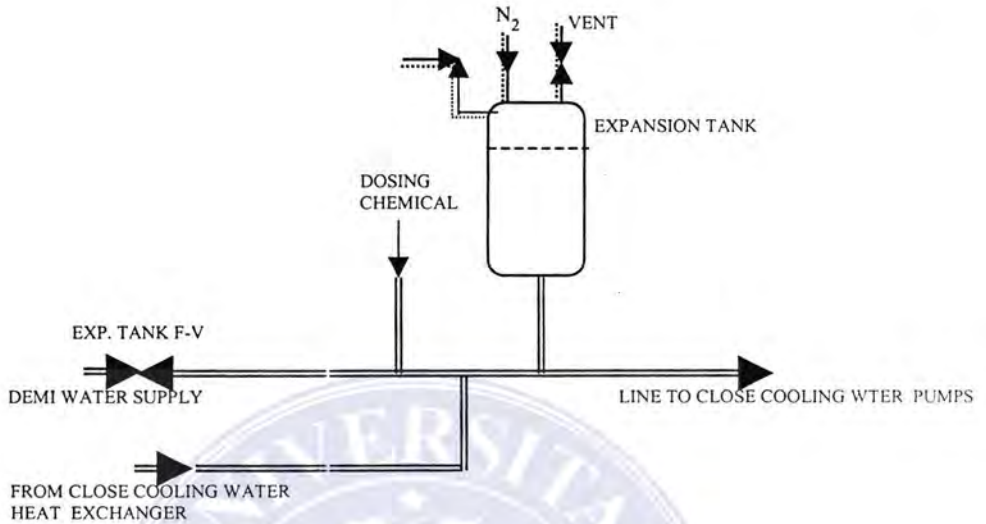
Expansion tank berfungsi sebagai bantahan udara yang dapat menampung perubahan volume air bila terjadi perubahan suhu dan juga sebagai volume control apabila level di dalam tanki berkurang akibat kebocoran, maka katup pengisi (fill-valve) akan membuka untuk mensuplai demi water.

Air demi diambil dari demineralized water system, hidrazin diinjeksikan ke dalam sistem yang berfungsi sebagai pencegah karat (mengikat oxygen).

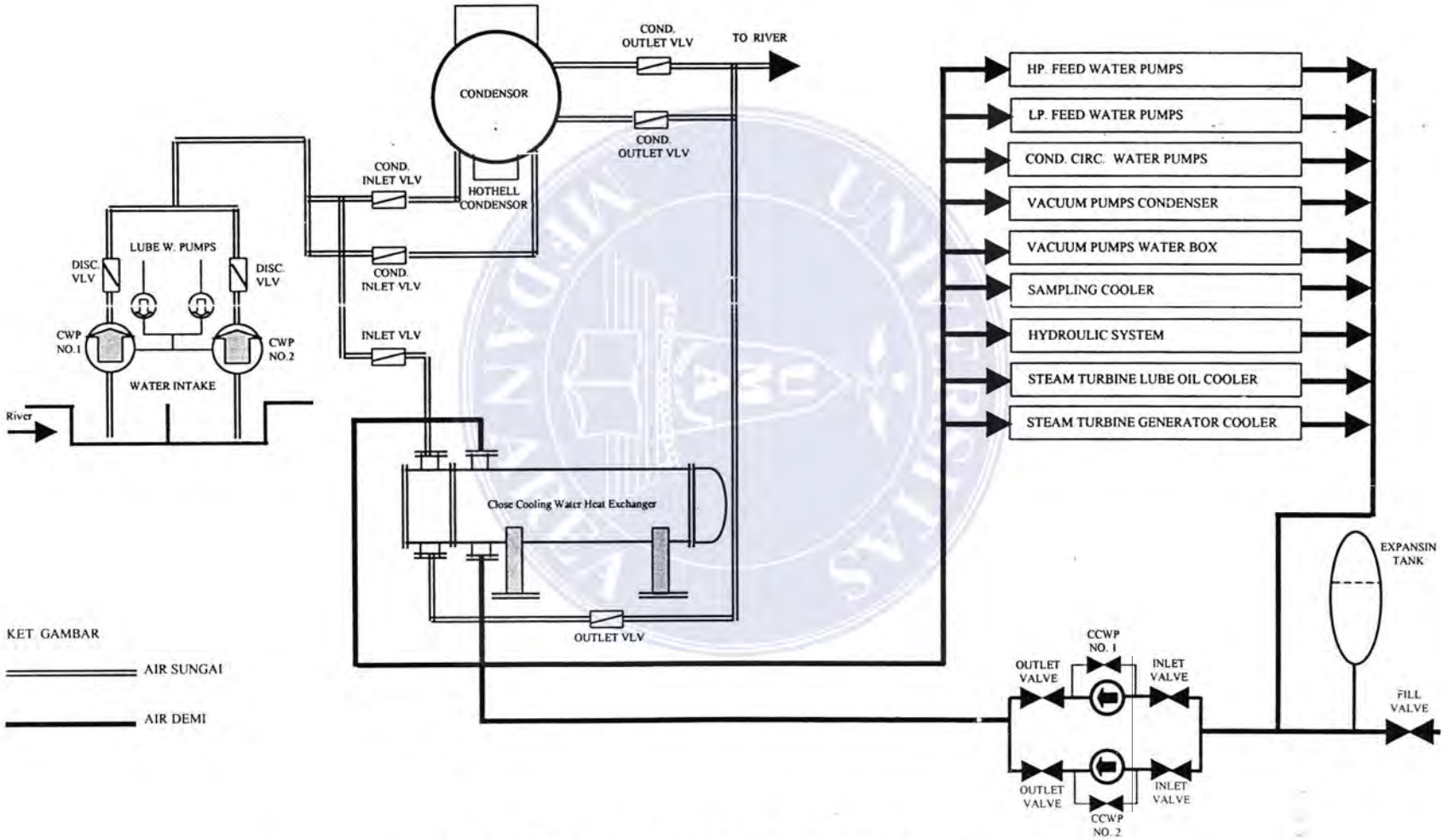
Disamping fungsi di atas dan juga sebagai mempertahankan tekanan di sisi hisap pompa agar jangan terjadi kapitasi pada pompa. Kapitasi disebabkan oleh air yang mencetus menjadi uap pada daerah bertekanan rendah.



Kapitansi ini mengakibatkan buruknya prestasi pompa dan mempercepat keausan, titik kritis lokasi kapitansi adalah pada saluran masuk pompa.



Gbr. 2.15 Single Line Diagram Expansion Tank



Gbr. 2.16 Single Line Diagram Close Cooling Water System

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

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

Document Accepted 22/7/24

KET GAMBAR

== AIR SUNGAI

— AIR DEMI

## 2.6 Data Pemanding

Hasil survey yang dilakukan diperoleh data sebagai berikut :

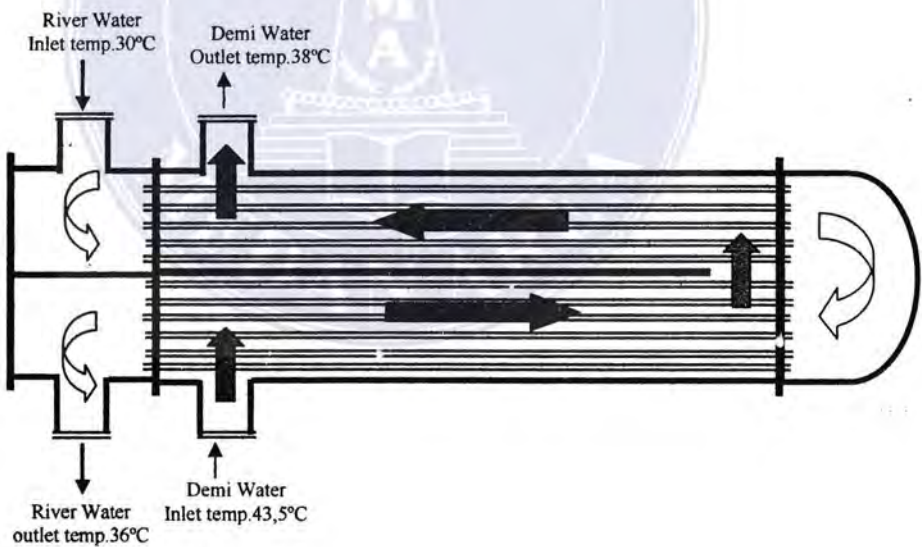
1. Penukar kalor tipe straight posisi horizontal dengan 2 x 2 pass terdiri dari shell and tube dan berkapasitas 2 x 100 %.
2. Fluida yang mengalir dalam pipa (tube) : Air laut (sea water) sebagai media pendingin.
3. Fluida yang mengalir dalam cangkang (shell) : Demi water sebagai media air pendingin dan juga digunakan sebagai air pengisi ketel.
4. Jenis aliran, aliran lawan (counter flow).
5. Kapasitas air pendingin (demi water) yang dibutuhkan 720000 kg/h.  
Kapasitas pendingin (air laut) yang dibutuhkan 612000 kg/h.
6. Kecepatan aliran air pendingin (demi water) dalam cangkang ( shell ) 1,4 m/s  
Kecepatan aliran pendingin (air laut) dalam pipa (tube) 1,875 m/s
7. Rugi tekanan dalam cangkang (shell) –  
Rugi tekanan dalam pipa (tube) 0,194 bar.
8. Temperatur air pendingin (demi water) masuk/keluar cangkang (shell) 43,5/38 °C.  
Temperatur pendingin (air laut) masuk/keluar pipa (tube) 30/37 °C.
9. Temperatur rencana 80 °C.
10. Tekanan rencana dalam cangkang (shell) 12,2 bar  
Tekanan rencana dalam pipa (tube) 5,1 bar
11. Bahan pipa (tube) : Titanium SB-338 grade 1.
12. Jumlah pipa (tube) : 564 buah.
13. Bahan tube sheet : Baja carbon SB-515 grade 70
14. Bahan cangkang ( shell ) dan nozzle : Baja carbon SA-515 grade 70

## BAB III

### ANALISA ALAT PENUKAR KALOR

#### 3.1 Konstruksi Alat Penukar Kalor yang Direncanakan

Alat penukar kalor yang direncanakan tipe shell & tube 2 x 2 pass dimana pada sisi shell dan tube dilakukan dua kali lintasan dan stationary head yang dipakai tipe A, shell atau badan alat penukar kalor tipe F dan rear head tipe M.



Gambar 3-1 Sket Gambar Close Cooling Water Heat Exchanger

- Media air pendingin yang mengalir pada sisi luar pipa ( dalam cangkang ) adalah air murni ( demi water ) dan juga dipergunakan sebagai air pengisi ketel.
- Media pendingin yang mengalir pada sisi dalam pipa ( tube ) media pendinginnya air sungai ( river water ).
- Suhu air pendingin ( demi water ) masuk cangkang ( shell )  
 $T_{hk} = 43,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$  (dari hasil survey).
- Suhu air pendingin ( demi water ) keluar cangkang ( shell )  
 $T_{hk} = 38 \text{ }^{\circ}\text{C}$  (dari hasil survey).
- Suhu air pendingin ( air sungai ) masuk pipa ( tube )  
 $T_{cm} = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$  (diambil / direncanakan).
- Suhu air pendingin ( air sungai ) keluar pipa ( tube )  
 $T_{ck} = 36 \text{ }^{\circ}\text{C}$  (diambil / direncanakan).
- Jenis arah aliran berlawanan arah ( counter flow ).

Dimana Indeks

- m = berarti masuk
- k = berarti keluar
- h = berarti fluida yang lebih panas
- c = berarti fluida yang lebih dingin

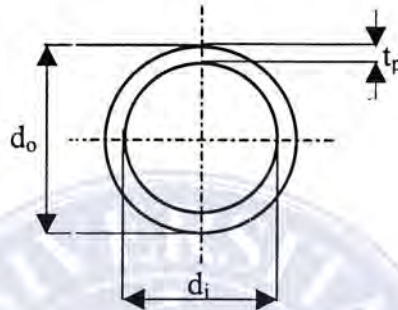
### 3.2 Pemilihan Bahan Pipa ( Tube )

Oleh karena media pendingin yang dipergunakan adalah air sungai (river water) yang mendekati muara, maka material pipa ( tube ) yang tahan korosi adalah titanium.

Panjang pipa ( tube ) yang umum di pasaran adalah 4 meter, 6 meter, 12 meter dan dalam perencanaan ini panjang pipa ( tube ) dipilih  $L = 7$  meter. Diameter pipa ( tube ) diambil  $\varnothing 1$  in BWG 16.

Dari Tabel 3-1 pada Lampiran 1 untuk diameter pipa (tube)  $\varnothing$  1 in BWG 16 diperoleh :

- Diameter luar pipa ( tube )  $d_o = 1 \text{ in } ( 0,0254 \text{ m } )$ .
- Diameter dalam pipa ( tube )  $d_i = 0,870 \text{ in } ( 0,0221 \text{ m } )$ .
- Tebal pipa ( tube )  $t_p = 0.065 \text{ in } ( 1,652 \times 10^{-3} \text{ m } )$ .



Gbr. 3-2 Sket Gambar Penampang Pipa ( Tube )

Dari Tabel 3-2 pada Lampiran II besaran konduktivitas termal ( k ) untuk bahan pipa (tube) titanium dapat diperoleh dimana temperatur rencana  $T_r = 80 \text{ }^\circ\text{C}$  (353  $^\circ\text{K}$  ).

Harga konduktivitas termal ( k ) untuk temperatur rencana  $T_r = 80 \text{ }^\circ\text{C}$  ( 353  $^\circ\text{K}$  ) tidak ada dalam tabel, yang ada pada temperatur 300  $^\circ\text{K}$  dan 400  $^\circ\text{K}$ , sehingga konduktivitas termal pada temperatur rencana harus dicari dengan cara interpolasi.

$$T \text{ 300 }^\circ\text{K} = 21,9 \text{ W/m }^\circ\text{K}$$

$$T \text{ 400 }^\circ\text{K} = 20,4 \text{ W/m }^\circ\text{K}$$

Untuk temperatur rencana  $T_r = 353 \text{ }^\circ\text{K}$

$$\begin{aligned} k &= 21,9 - [( 353 - 300 ) / ( 400 - 300 )] \times ( 21,9 - 20,4 ) \\ &= 21,105 \text{ W/m }^\circ\text{C}. \end{aligned}$$

### 3.3 Sumber Panas yang Diserap Air Pendingin (Demi Water)

Sumber panas yang diserap air pendingin dari peralatan-peralatan pendukung (alat bantu) pada saat turbin uap ( steam turbine ) beroperasi.

TABEL 3-3 PERALATAN-PERALATAN YANG MEMBERIKAN PANAS

NAMA PERALATAN	JUMLAH PERALATAN	PANAS YANG DIBERIKAN PERALATAN ( KW )	JUMLAH PERALATAN YANG BEROPERASI	TOTAL PERALATAN YANG BEROPERASI ( KW )
HP. FEED WATER PUMPS.	3	187	2	374
LP. FEED WATER PUMPS.	3	4	2	8
CONDENSATE RECIRCULATING PUMPS.	4	10	2	20
SAMPLING COOLER				300
STEAM TURBINE GENERATOR COOLER	4	634,5	4	2538
STEAM TURBINE LUBE OIL COOLER	2	428	1	428
VACUUM PUMPS CONDENSOR	2	75	1	75
VACUUM PUMPS COOLING WATER BOX	2	10	1	10
JUMLAH PANAS YANG DIBERIKAN PERALATAN			Q	3753

Dikutip dari buku instruction manual volume I, close cooling water system, Siemens consurtium Belawan II, hal. 24

Persediaan cadangan panas + 17 % dari total panas yang diberikan peralatan (lit. 10 hal. ¾.)

Tambahan 17% dari jumlah panas yang diberikan peralatan digunakan untuk persediaan cadangan panas apabila peralatan pendukung (alat bantu) dikonservasi.

Jadi jumlah panas keseluruhan (  $Q_{total}$  )

$$\begin{aligned}
 Q_{total} &= 3753 \text{ kW} + ( 17 \% \cdot 3753 \text{ kW} ) \\
 &= 4391 \text{ kW} ( 4.391.000 \text{ W} )
 \end{aligned}$$

### 3.4 Neraca Panas

Panas yang dilepaskan air pendingin ( demi water ) yang besarnya  $Q$  sama dengan yang diterima fluida pendingin ( air sungai ).

$$Q = m \cdot c_p \cdot (\Delta T) \quad \dots\dots\dots \text{lit. 3 hal. 163}$$

Dimana :

$$Q = \text{jumlah panas ( kj/s )}$$

$$m = \text{laju aliran massa ( kg/s )}$$

$$c_p = \text{panas jenis fluida ( kj/kg } ^\circ\text{C )}$$

$$\Delta T = \text{selisih suhu fluida ( } ^\circ\text{C )}$$

- Kapasitas air pendingin ( demi water ) yang dibutuhkan

$$Q_{\text{tot}} = m_h \cdot c_p \cdot ( T_{\text{hm}} - T_{\text{hk}} )$$

Dimana :

$$\begin{aligned} Q_{\text{tot}} &= \text{jumlah panas keseluruhan} \\ &= 4391 \text{ KW ( 4391 kj/s )} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} c_p &= \text{panas jenis air pada temperatur } 43,5 \text{ } ^\circ\text{C} \\ &= 4.174 \text{ kj/kg s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} T_{\text{hm}} &= \text{Suhu air pendingin ( demi water ) masuk} \\ &= 43,5 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} T_{\text{hk}} &= \text{Suhu air pendingin ( demi water ) keluar} \\ &= 38 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Kapasitas air pendingin ( demi water ) yang dibutuhkan

$$m_h = \frac{Q_{\text{tot}}}{c_p \cdot ( T_{\text{hm}} - T_{\text{hk}} )}$$



$$\begin{aligned}
 &= \frac{4391 \text{ kJ/s}}{4.174 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C} (43,5 - 38 \text{ } ^\circ\text{C})} \\
 &= \frac{4391 \text{ kJ/s}}{22,957 \text{ kJ/kg}} \\
 &= 191,2 \text{ kg/s ( 191,2 liter/s )}
 \end{aligned}$$

- Kapasitas pendingin ( air sungai ) yang dibutuhkan

$$Q_{\text{tot}} = m_c \cdot c_p \cdot (T_{\text{ck}} - T_{\text{cm}})$$

Dimana :

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{tot}} &= \text{jumlah panas keseluruhan} \\
 &= 4391 \text{ KW ( 4391 kJ/s )} \\
 c_p &= \text{panas jenis air pada temperatur } 30 \text{ } ^\circ\text{C} \\
 &= 4.176 \text{ kJ/kg s} \\
 T_{\text{cm}} &= \text{Suhu pendingin ( air sungai ) masuk} \\
 &= 30 \text{ } ^\circ\text{C} \\
 T_{\text{ck}} &= \text{Suhu pendingin ( air sungai ) keluar} \\
 &= 36 \text{ } ^\circ\text{C}
 \end{aligned}$$

Kapasitas pendingin ( air sungai ) yang dibutuhkan

$$\begin{aligned}
 m_c &= \frac{Q_{\text{tot}}}{c_p \cdot (T_{\text{ck}} - T_{\text{cm}})} \\
 &= \frac{4391 \text{ kJ/s}}{4,176 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C} (36 - 30 \text{ } ^\circ\text{C})} \\
 &= \frac{4391 \text{ kJ/s}}{25,056 \text{ kJ/kg}} \\
 &= 175,24 \text{ kg/s ( 175,24 liter/s )}
 \end{aligned}$$

### 3.5 Luas Permukaan Perpindahan Panas

Untuk menentukan luas permukaan perpindahan panas untuk susunan pipa ganda aliran berlawanan arah ( counter flow ) dapat dihitung dengan persamaan perpindahan panas.

$$q = U \cdot A \cdot \text{LMTD} \cdot F \quad \dots\dots\dots \text{lit. 1 hal. 456}$$

dimana :

$q$  = laju perpindahan panas  
 $= 4391000 \text{ W}$

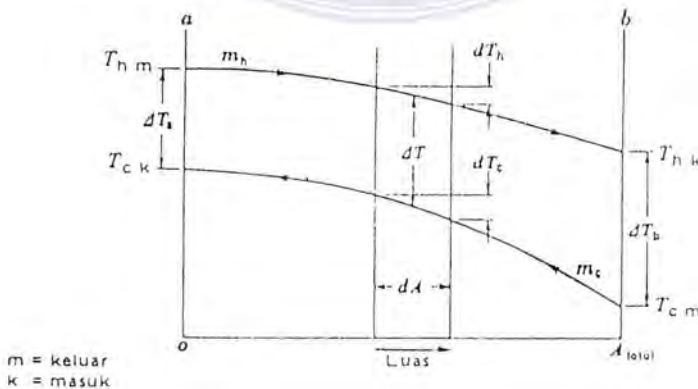
$U$  = koefisien perpindahan panas keseluruhan

Koefisien perpindahan panas keseluruhan kira-kira untuk taksiran pendahuluan pada fluida air – air ( water – water ) untuk exchanger

$= 800 - 1500 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$  Tabel 3-4 lampiran III

diambil  $1500 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$  untuk taksiran pendahuluan.

LMTD = beda suhu keseluruhan rata-rata logaritma

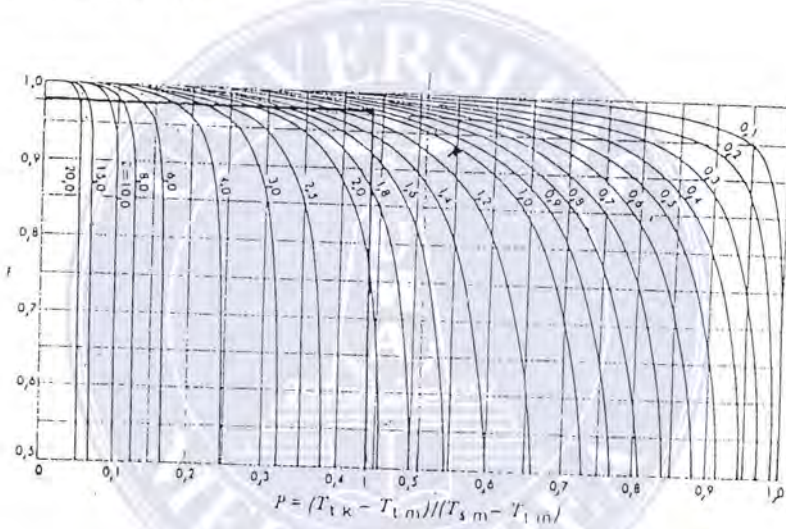


Gbr. 3-3 Distribusi Suhu Dalam Penukar Kalor Aliran Berlawanan Arah

Dikutip dari buku prinsip-prinsip perpindahan panas, edisi ketiga, Arko Prijono Msc, hal 554.

$$\begin{aligned}
 LMTD &= \frac{(T_{hm} - T_{ck}) - (T_{hk} - T_{cm})}{\ln \left[ \frac{(T_{hm} - T_{ck})}{(T_{hk} - T_{cm})} \right]} \dots\dots\dots \text{lit. 2 hal. 455} \\
 &= \frac{(43,5^{\circ}\text{C} - 36^{\circ}\text{C}) - (38^{\circ}\text{C} - 30^{\circ}\text{C})}{\left[ \frac{(43,5^{\circ}\text{C} - 36^{\circ}\text{C})}{(38^{\circ}\text{C} - 30^{\circ}\text{C})} \right]} \\
 &= \frac{7,5^{\circ}\text{C} - 8^{\circ}\text{C}}{-0,0645^{\circ}\text{C}} \\
 &= 7,75^{\circ}\text{C}
 \end{aligned}$$

F = Faktor koreksi terhadap LMTD



Gbr. 3-4 Grafik Faktor Koreksi Untuk Penukar Kalor Dua Lintas Cangkang ( Shell ) Dan Lintas Pipa ( Tube ) Sebanyak Kelipatan Dua  
 Dikutip dari buku prinsip-prinsip pe pindahan panas edisi ketiga, Arko Prijono. Msc, hal 559

Harga yang ditunjukkan pada absis ialah perbandingan beda suhu tanpa dimensi

$$\begin{aligned}
 P &= \frac{T_{ck} - T_{cm}}{T_{hm} - T_{cm}} \dots\dots\dots \text{lit.2. hal. 558} \\
 &= \frac{36^{\circ}\text{C} - 30^{\circ}\text{C}}{43,5^{\circ}\text{C} - 30^{\circ}\text{C}} \\
 &= 0,44
 \end{aligned}$$

Harga perbandingan perubahan suhu fluida cangkang ( shell ) dengan perubahan suhu dalam pipa ( tube )

$$\begin{aligned} Z &= \frac{T_{hm} - T_{hk}}{T_{ck} - T_{cm}} \dots\dots\dots \text{Lit.2. hal. 560} \\ &= \frac{43,5 \text{ } ^\circ\text{C} - 38 \text{ } ^\circ\text{C}}{36 \text{ } ^\circ\text{C} - 30 \text{ } ^\circ\text{C}} \\ &= 0,91 . \end{aligned}$$

Dari gambar 3-4 didapat Faktor koreksi terhadap LMTD :

$$F = 0,98$$

Luas permukaan perpindahan panas

$$\begin{aligned} A &= \frac{q}{U \cdot \text{LMTD} \cdot F} \\ &= \frac{4391000 \text{ W}}{1500 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \cdot 7,75 \text{ } ^\circ\text{C} \cdot 0,98} \\ &= \frac{4391000 \text{ W}}{11392,5 \text{ W/m}^2} \\ &= 385,429 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

### 3.6 Jumlah Pipa ( Tube ) Dalam Cangkang ( Shell )

Pipa ( tube ) dapat dikatakan sebagai urat nadi alat penukar kalor, didalam dan diluar pipa ( tube ) mengalir fluida.

Kedua jenis fluida itu mempunyai kapasitas, temperatur, density serta jenis yang berbeda.

Jumlah pipa ( tube ) yang dibutuhkan untuk dua lintas aliran dalam pipa (tube) adalah :

$$A = N \cdot \pi \cdot d_i \cdot L \dots\dots\dots \text{lit. 1 hal. 461}$$

Dimana :

$A$  = Luas permukaan perpindahan panas

$$= 385,429 \text{ m}^2$$

$d_i$  = Diameter pipa ( tube ) bagian dalam

$$= 0,0221 \text{ m}$$

$L$  = Panjang pipa (tube)

$$= 7 \text{ m}$$

$N$  = Jumlah pipa ( tube )

Jumlah pipa ( tube ) yang dibutuhkan

$$\begin{aligned} N &= \frac{A}{\pi \cdot d_i \cdot L} \\ &= \frac{385,429 \text{ m}^2}{\pi \cdot 0,0221 \text{ m} \cdot 7 \text{ m}} \\ &= \frac{385,429 \text{ m}^2}{0,4860 \text{ m}^2} \\ &= 793,06 \\ &= 794 \text{ buah ( diambil )} \end{aligned}$$

### 3.7 Kecepatan Aliran Fluida Pada Alat Penukar Kalor

#### 3.7.1 Kecepatan Aliran Fluida Pendingin (Air Sungai) yang Mengalir dalam Pipa (Tube)

Luas laluan aliran dalam pipa ( tube )

$$a_t = \frac{N \cdot a'_t}{n} \dots \dots \dots \text{ lit. 3 hal. 211}$$

Dimana :

$n$  = Jumlah pass aliran dalam pipa (tube)

$$= 2$$

$N$  = jumlah pipa ( tube )

$$= 794 \text{ buah}$$

$a_t'$  = luas aliran perpipa ( tube )

$$= \pi/4 d_i^2 \rightarrow d_i = \text{diameter dalam pipa} = 0,0221 \text{ m}$$

$$= \pi/4 \cdot (0,0221 \text{ m})^2$$

$$= 3,8359 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$a_t = \frac{794 \cdot 3,8359 \times 10^{-4} \text{ m}^2}{2}$$

$$= \frac{0,3045754}{2}$$

$$= 0,1523 \text{ m}^2$$

- Kecepatan aliran fluida pendingin (air sungai) yang mengalir dalam pipa (tube)

$$V = m_c / a_t \dots\dots\dots \text{lit 3 hal.212}$$

Dimana :

$m_c$  = kapasitas fluida pendingin ( air sungai ) yang mengalir dalam dalam pipa (tube)

$$= ( 175,24 \text{ l/s} ) / ( 1000 \text{ l/m}^3 )$$

$$= 0,17524 \text{ m}^3/\text{s}$$

$a_t$  = luas laluan aliran dalam pipa ( tube )

$$= 0,1523 \text{ m}^2$$

$$V = \frac{0,17524 \text{ m}^3/\text{s}}{0,1523 \text{ m}^2}$$

$$= 1,15 \text{ m/s}$$

**3.7.2 Kecepatan Aliran Fluida Air Pendingin (Demi Water) Yang Mengalir Dalam Cangkang ( Shell )**

- Luas laluan aliran dalam cangkang ( shell )

$$a_s = \frac{0,5(D_i \cdot C' \cdot B)}{P_t} \dots\dots\dots \text{lit. 3 hal. 232}$$

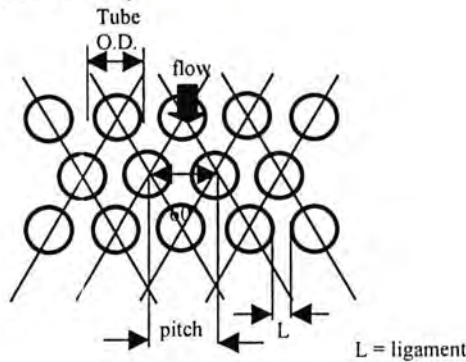
Dimana :

$D_i$  = diameter dalam cangkang ( shell )  
 = 1,1 m ( direncanakan )

$C'$  = daerah bebas antara pipa dengan pipa ( tube )  
 = 0,25 in (  $6,35 \times 10^{-3}$  m )

$B$  = jarak antara sekat, jarak antara sekat untuk panjang 7 m dan jumlah sekat yang direncanakan 10 buah  
 = 0,7 m

$P_t$  = jarak antara pipa (tube) untuk susunan segitiga (triangular Pitch)  
 = 1,25 in ( 0,03175 m )



Gbr. 3-5 Susunan Pipa ( Tube ) Segitiga ( Triangular Pitch )  
 Dikutip dari buku alat penukar kalor, Ir. Tunggul M. Sitompul SE.Msc, hal 44

TABEL 3-5 SUSUNAN PIPA ( TUBE ) ALAT PENUKAR KALOR

DIAMETER LUAR TUBE ( IN )	TUBE PICTH ( IN )	SUSUNAN TUBE	DIAMETER EKIVALENT ( IN )
¾	1,00	BUJUR SANGKAR	0,95
1,00	1¼	BUJUR SANGKAR	0,99
1¼	1 9/16	BUJUR SANGKAR	1,23
1½	1 7/8	BUJUR SANGKAR	1,48
¾	1 5/16	BUJ SEGITIGA	0,55
¾	1,00	SEGITIGA	0,73
1,00	1 ¼	SEGITIGA	0,72
1¼	1 9/16	SEGITIGA	0,91
1½	1 7/8	SEGITIGA	1,08

Dikutip dari buku alat penukar kalor, Ir. Tunggul M. Sitompul SE.Msc, hal.210

$$\begin{aligned}
 a_s &= \frac{0,5 (1,1 \text{ m} \cdot 6,35 \times 10^{-3} \text{ m} \cdot 0,7 \text{ m})}{0,03175 \text{ m}} \\
 &= \frac{2,447 \times 10^{-3} \text{ m}^3}{0,03175 \text{ m}} \\
 &= 0,077 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

- Kecepatan aliran fluida air pendingin ( demi water ) yang mengalir dalam cangkang ( shell )

$$V = m_h / a_s \quad \dots \dots \dots \text{lit. 3 hal. 208}$$

Dimana :

$m_h$  = Kapasitas aliran fluida air pendingin ( demi water ) yang mengalir dalam cangkang ( shell )

$$= (191,2 \text{ l/s}) / (1000 \text{ l/m}^3)$$

$$= 0,1912 \text{ m}^3/\text{s}$$

$a_s$  = Luas laluan aliran dalam cangkang ( shell )

$$= 0,077 \text{ m}^2$$

$$V = \frac{0,1912 \text{ m}^3 / \text{s}}{0,077 \text{ m}^2}$$

$$= 2,48 \text{ m/s}$$



## BAB IV

### PERHITUNGAN DIMENSI/UKURAN ALAT PENUKAR KALOR

#### 4.1 Konveksi Paksa Aliran Fluida di dalam Pipa & Saluran

Untuk penerapan dalam praktek harga koefisien perpindahan panas konveksi ( $hc$ ) adalah sangat penting, maka untuk mencari koefisien perpindahan panas konveksi dapat dicari dengan menggunakan persamaan bilangan nusselt.

$$Nu = \frac{hc \cdot D}{k} \dots\dots\dots \text{lit. 2. hal. 439}$$

Dimana :

$hc$  = koefisien perpindahan panas konveksi (  $W/m^2 \text{ } ^\circ C$  )

$D$  = diameter pipa ( tube ) ( m )

$k$  = konduktivitas termal (  $W/m \text{ } ^\circ C$  )

$Nu$  = Bilangan nusselt

Untuk perpindahan panas konveksi aliran laminar dalam pipa dan saluran adalah :

$$Nu = 1,86 ( Re \ Pr \ D/L )^{0,33} ( \mu_b / \mu_w )^{0,14} \dots\dots\dots \text{lit. 2 hal. 445}$$

Dimana :

$D$  = diameter pipa ( m )

$L$  = panjang pipa ( m )

$\mu_b$  = viskositas pada suhu curahan (  $kg/m.s$  )

$\mu_w$  = viskositas pada suhu permukaan (  $kg/m.s$  )

$Re$  = bilangan Reynolds

Bilangan Reynolds adalah suatu bilangan tanpa dimensi yang menyatakan Perbandingan gaya-gaya inersia terhadap gaya-gaya kental ( viskositas )

$$Re = \frac{V \cdot \rho \cdot D}{\mu} \dots\dots\dots \text{lit. 9 hal. 99}$$

Dimana :

V = kecepatan aliran fluida ( m/s )

D = diameter pipa ( m )

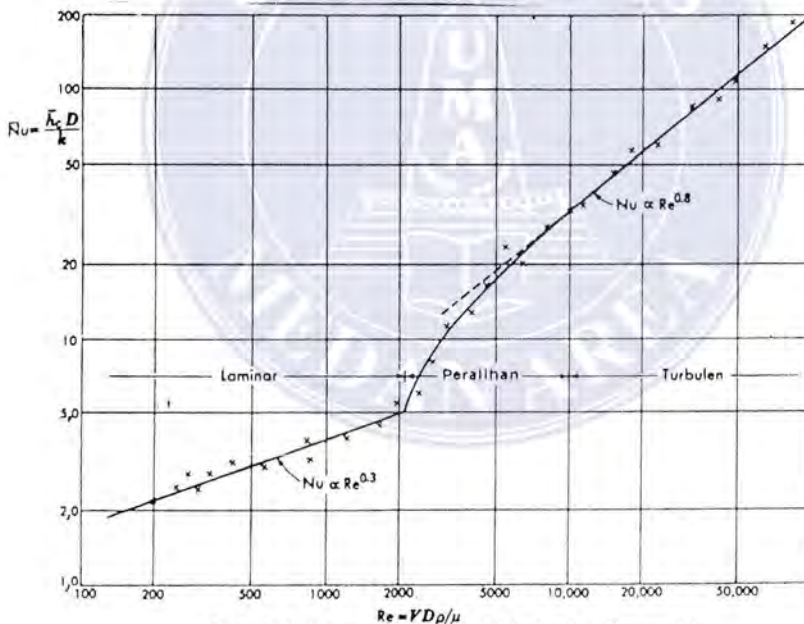
$\mu$  = kekentalan fluida ( viskositas ) dinamik ( kg/m.s )

Bila :

$Re < 2100 \rightarrow$  aliran laminar

$Re > 2100 - 10000 \rightarrow$  peralihan dari aliran laminar ke aliran turbulen

$Re > 10000 \rightarrow$  aliran turbulen penuh



Gbr. 3.6 Bilangan Nusselt Terhadap Reynolds Untuk Udara Yang Mengalir Dalam Pipa

Dikutip dari buku prinsip-prinsip perpindahan panas, edisi ketiga, Arko Prijono Msc, hal 419

Pr = Bilangan Prandtl, bilangan Prandtl merupakan sifat-sifat fluida.

Bilangan Prandtl didefinisikan sebagai perbandingan viskositas fluida terhadap difusivitas termal fluida

$$Pr = \frac{cp \cdot \mu}{k} \dots\dots\dots \text{lit. 2 hal. 420}$$

Dimana :

Cp = panas jenis fluida ( kj/kg °C )

μ = kekentalan fluida ( viskositas ) dinamik ( kg/m.s )

k = konduktivitas termal ( W/m °C )

Untuk perpindahan panas konveksi aliran turbulen dalam pipa licin dan saluran adalah :

$$Nu = \frac{(f/8) Re \cdot Pr}{(1,07 + 12,7 (f/8)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)) \left( \frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^n} \dots\dots\dots \text{lit. 1. hal. 232}$$

Dimana :

Re = Bilangan Reynalds

Pr = Bilangan Prandtl

μ<sub>b</sub> = Viscositas pada suhu curahan (kg/m.s)

μ<sub>w</sub> = Viscositas pada suhu permukaan (kg/m.s)

n = nilai eksponen

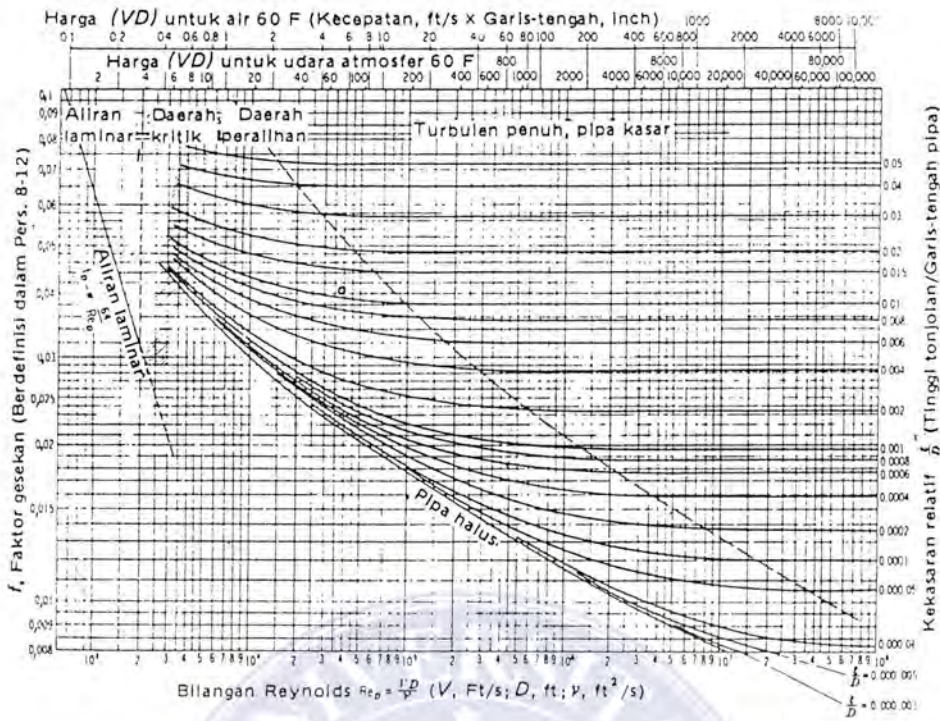
n = 0,11 untuk Tw > Tb

n = 0,25 untuk Tw < Tb

T<sub>b</sub> = suhu curahan

T<sub>w</sub> = suhu dinding (suhu permukaan)

f = faktor gesekan (friction factor)



Gbr. 4-2 Faktor Gesekan Dalam Pipa

Dikutip dari buku perpindahan panas ( heat transfer ), edisi kelima, JP.Holman, hal.233

### 4.1.1 Koefisien Perpindahan Panas Konveksi Pipa Bagian Luar ( $h_o$ )

Suhu fluida air pendingin ( demi water ) rata-rata ( suhu curahan )

$$\begin{aligned}
 T_{bh} &= \frac{T_{hm} + T_{hk}}{2} \\
 &= \frac{43,5 \text{ } ^\circ\text{C} + 38 \text{ } ^\circ\text{C}}{2} \\
 &= 40,75 \text{ } ^\circ\text{C}
 \end{aligned}$$

Sifat-sifat fluida air pendingin (air demi) pada suhu  $40,75 \text{ } ^\circ\text{C}$

- $\rho$  = rapat massa fluida air pendingin
- =  $991,72 \text{ kg/m}^3$
- $c_p$  = panas jenis fluida
- =  $4,174 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C}$

$k =$  konduktivitas termal  
 $= 0,634 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$

$\mu_b =$  viskositas pada suhu curahan  
 $= 6,467 \times 10^{-4} \text{ kg/m.s}$

$\mu_w =$  viskositas pada suhu permukaan pada suhu  $T_w = 80 \text{ }^\circ\text{C}$   
 direncanakan)  
 $= 3,57 \times 10^{-4} \text{ kg/m.s}$

Data di atas di dapat dari Tabel 4-1 lampiran IV berdasarkan hasil interpolasi

Bilangan Reynolds

$$Re = \frac{V \cdot \rho \cdot D_e}{\mu_{bh}} \dots\dots\dots \text{lit. 9 hal. 99}$$

Dimana :

$V =$  kecepatan air pendingin dalam cangkang ( shell )  
 $= 2,48 \text{ m/s}$

$\rho =$  rapat massa fluida air pendingin  
 $= 991,72 \text{ kg/m}^3$

$\mu_{bh} =$  viskositas pada suhu curahan  
 $= 6,467 \times 10^{-4} \text{ kg/m.s}$

$D_e =$  diameter ekivalent cangkang ( shell )

Diameter ekivalent cangkang ( shell ) untuk susunan pipa segitiga  
 (triangular pitch)

$$D_e = 8 \left[ 0,433 \cdot P_t^2 - \frac{\pi \cdot d_o^2}{8} \right] / \pi \cdot d_o \dots\dots\dots \text{lit. 5 hal. 288}$$

Dimana :

$P_t$  = jarak antara pipa ( tube ) untuk susunan pipa segitiga (triangular pitch) untuk diameter luar pipa 1 in

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

$d_o$  = diameter luar pipa ( tube )

$$= 1 \text{ in } ( 0,0254 \text{ m } )$$

$$D_e = 8 \left[ 0,433 \cdot (0,03175 \text{ m})^2 - \frac{\pi \cdot (0,0254 \text{ m})^2}{8} \right] / \pi \cdot 0,0254 \text{ m}$$

$$= 8 \left[ 4,3689 \times 10^{-4} \text{ m}^2 - 2,5335 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \right] / \pi \cdot 0,0254 \text{ m}$$

$$= 0,0184 \text{ m}$$

$$Re = \frac{2,48 \text{ m/s} \cdot 991,72 \text{ kg/m}^3 \cdot 0,0184 \text{ m}}{6,467 \times 10^{-4} \text{ kg/m.s}}$$

$$= \frac{45,254167}{6,467 \times 10^{-4}}$$

$$= 69977,064$$

Dari gbr.4-1 untuk bilangan reynolds 69977,064 termasuk aliran turbulen penuh.

Bilangan Prandtl

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu_{bh}}{k} \dots \dots \dots \text{lit. 2 hal.420}$$

Dimana :

$C_p$  = Panas Jenis Fluida

$$= 4.174 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C}$$

$$= 0.9969181 \text{ kkal / kg } ^\circ\text{C} (1 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C} = 0.23884 \text{ kkal / kg } ^\circ\text{C})$$

$\mu_{bh}$  = Viskositas pada suhu curahan

$$= 6,467 \times 10^{-4} \text{ Kg / m.s}$$

$$\begin{aligned}
 k &= \text{Konduktifitas termal} \\
 &= 0,634 \text{ w / m } ^\circ\text{C} \\
 &= 0,5451385 \text{ kkal / h m } ^\circ\text{C} \text{ (1 w / m } ^\circ\text{C} = 0,85984 \text{ kkal / h m } ^\circ\text{C)} \\
 &= 0,5451385 \text{ kkal / h m } ^\circ\text{C} \times \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} \\
 &= 1,5142783 \times 10^{-4} \text{ kkal / s m } ^\circ\text{C} \\
 Pr &= \frac{0,9969181 \text{ kkal/kg } ^\circ\text{C} \cdot 6,467 \times 10^{-4} \text{ Kg/m.s}}{1,5142783 \times 10^{-4} \text{ kkal/s m } ^\circ\text{C}} \\
 &= \frac{6,4470694 \times 10^{-4}}{1,5142783 \times 10^{-4}} \\
 &= 4,2575
 \end{aligned}$$

Bilangan Nusselt (Nu) untuk aliran turbulen

$$Nu = \frac{(f/8) Re Pr}{1,07 + 12,7 (f/8)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \left( \frac{\mu_{bh}}{\mu_w} \right)^n \dots\dots\dots \text{lit. 1 hal 232}$$

Dimana :

- $f$  = Faktor gesekan (function faktor) dari gambar 4-2 di dapat  
= 0,019
- $Re$  = Bilangan Renolds  
= 69977,064
- $Pr$  = Bilangan Prandtl  
= 4,2575
- $n$  = Nilai eksponen dimana  $T_w > T_{bh}$   
= 0,11
- $\mu_{bh}$  = Viskositas pada suhu curahan  
=  $6,467 \times 10^{-4} \text{ Kg/m.s}$

$\mu_w$  = Viskositas pada suhu permukaan

$$= 3,57 \times 10^{-4} \text{ Kg/m.s}$$

$$\begin{aligned} \text{Nu} &= \frac{(0,019 / 8) \cdot 69977,0644,2575}{1,07 + 12,7 (0,019 / 8)^{1/2} (4,2575^{2/3} - 1)} \left( \frac{6,467 \times 10^{-4} \text{ Kg/m.s}}{3,57 \times 10^{-4} \text{ Kg/m.s}} \right)^{0,11} \\ &= \frac{(2,375 \times 10^{-3}) 69977,064 \cdot 4,2575}{1,07 + 12,7 \cdot 0,0487339 \cdot 1,6243213} 1,0675392 \\ &= 363,975 \end{aligned}$$

Koefisien perpindahan panas konveksi di luar pipa ( $h_o$ )

$$\text{Nu} = \frac{h_o \cdot D_e}{k} \dots \dots \dots \text{lit.2 hal.439}$$

Dimana :

Nu = Bilangan Nusselt

$$= 363,975$$

$D_e$  = Diameter ekivalent cangkang (shell) untuk Susunan pipa (tube) segitiga (triangular pitch)

$$= 0,0184 \text{ m}$$

k = Konduktivitas termal

$$= 0,634 \text{ W/m}^0\text{C}$$

$$h_o = \frac{\text{Nu} \cdot k}{D_e}$$

$$= \frac{363,975 \cdot 0,634 \text{ W/m}^0\text{C}}{0,0184 \text{ m}}$$

$$= 12541,31 \text{ W/m}^2\text{ }^0\text{C}$$



### 3.8.2 Koefisien Perpindahan Panas Konveksi Pipa Bagian Dalam ( $h_i$ )

Suhu fluida pendingin (air sungai) rata-rata (suhu curahan)

$$\begin{aligned} T_{bc} &= \frac{T_{cm} + T_{ck}}{2} \\ &= \frac{30 \text{ }^{\circ}\text{C} + 36 \text{ }^{\circ}\text{C}}{2} \\ &= 33 \text{ }^{\circ}\text{C} \end{aligned}$$

Sifat-sifat fluida pendingin (air sungai) pada suhu 33  $^{\circ}\text{C}$

$\rho$  = rapat massa fluida pendingin

$$= 994,63 \text{ kg/m}^3$$

$C_p$  = Panas Jenis Fluida

$$= 4,174 \text{ kJ/kg }^{\circ}\text{C}$$

$k$  = Konduktivitas termal

$$= 0,6239 \text{ W/m }^{\circ}\text{C}$$

$\mu_{bc}$  = Viskositas pada suhu curahan

$$= 7,5335 \times 10^{-4} \text{ kg/m.s}$$

$\mu_w$  = Viskositas pada suhu permukaan pada temperatur

$$T_w = 80 \text{ }^{\circ}\text{C} \text{ direncanakan}$$

$$= 3,57 \times 10^{-4} \text{ kg/m.s}$$

Data di atas di dapat dari Tabel 4-1 lampiran IV berdasarkan hasil interpolasi

Bilangan Reynolds

$$Re = \frac{V \cdot \rho \cdot d_i}{\mu_{bc}} \dots \dots \dots \text{ lit. 9 hal. 99}$$

Dimana :

$V$  = Kecepatan fluida pendingin

$$= 1,15 \text{ m/s}$$

$\rho$  = rapat massa fluida pendingin

$$= 994,63 \text{ kg/m}^2$$

$d_i$  = diameter dalam pipa (tube)

$$= 0,0221 \text{ m}$$

$\mu_{bc}$  = Viskositas pada suhu curahan

$$= 7,5335 \times 10^{-4} \text{ kg/m.s}$$

$$Re = \frac{1,15 \text{ m/s} \cdot 994,63 \text{ kg/m}^3 \cdot 0,0221 \text{ m}}{7,5335 \times 10^{-4} \text{ Kg/m.s}}$$

$$= \frac{25,278521}{7,5335 \times 10^{-4}}$$

$$= 33554,817$$

Dari Gambar 4.2 untuk nilai bilangan Reynolds 33554,817 termasuk aliran turbulen penuh.

Bilangan Prandtl

$$Pr = \frac{C_p \cdot \mu_{bc}}{k} \dots \dots \dots \text{lit. 2 hal. 420}$$

Dimana :

$C_p$  = panas jenis fluida

$$= 4,174 \text{ kJ/Kg}^{\circ}\text{C}$$

$$= 0,9969181 \text{ kkal/kg}^{\circ}\text{C} \quad (1 \text{ kJ/kg}^{\circ}\text{C} = 0,23884 \text{ kkal/kg}^{\circ}\text{C})$$

$\mu_{bc}$  = Viskositas pada suhu curahan

$$= 7,5335 \times 10^{-4} \text{ kg/m.s}$$

$k$  = Konduktivitas termal

$$= 0,6239 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$$

$$= 0,5364541 \text{ kkal/h m } (1 \text{ W/m } ^\circ\text{C} = 0,85984 \text{ kkal/h m } ^\circ\text{C})$$

$$= 0,53364541 \text{ kkal/h m } ^\circ\text{C} \times \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}}$$

$$= 1,4901505 \times 10^{-4} \text{ kkal/s.m } ^\circ\text{C}$$

$$\text{Pr} = \frac{0,9969181 \text{ kkal/kg } ^\circ\text{C} \cdot 7,5335 \times 10^{-4} \text{ kg/m.s}}{1,4901505 \times 10^{-4} \text{ kkal/s.m } ^\circ\text{C}}$$

$$= \frac{7,5102825 \times 10^{-4}}{1,4901505 \times 10^{-4}}$$

$$= 5,04$$

Bilangan Nusselt (Nu) untuk aliran Turbulen

$$\text{Nu} = \frac{f/8 \text{ Re} \cdot \text{Pr}}{1,07 + 12,7 (f/8)^{1/2} (\text{Pr}^{2/3} - 1)} \left( \frac{\mu_{bc}}{\mu_w} \right)^n$$

Dimana :

$f$  = Faktor Gesekan (Friction faktor)

$$= 0,024$$

$\text{Re}$  = Bilangan Reynolds

$$= 33554,817$$

$\text{Pr}$  = Bilangan Prandtl

$$= 5,04$$

$n$  = nilai eksponen dimana  $T_w > T_{bc}$

$$= 0,11$$

$\mu_{bc}$  = Viskositas pada suhu curahan

$$= 3,57 \times 10^{-4} \text{ kg/m.s}$$

$\mu_w$  = Viskositas pada suhu permukaan

$$= 3,57 \times 10^{-4} \text{ kg/m.s}$$

$$\begin{aligned} Nu &= \frac{(0,024/8)33554,817 \cdot 5,04}{1,07 + 12,7 \cdot (0,024/8)^{1/2} \cdot (5,04^{2/3} - 1)} \left( \frac{7,5335 \times 10^{-4} \text{ kg/m.s}}{3,57 \times 10^{-4} \text{ kg/m.s}} \right)^{0,11} \\ &= \frac{(3,0 \times 10^{-3}) \cdot 33554,817 \cdot 5,04}{1,07 + 12,7 \cdot 0,0547722 \cdot 1,9364238} \cdot 1,0856158 \\ &= 227,881 \end{aligned}$$

Koefisien perpindahan panas konveksi dalam pipa ( $h_i$ )

$$Nu = \frac{h_i \cdot d_i}{k} \dots \dots \dots \text{lit. 2 hal. 439}$$

Dimana :

Nu = Bilangan Nusselt

$$= 227,881$$

$d_i$  = Diameter dalam pipa (tube)

$$= 0,0221 \text{ m}$$

k = konduktivitas termal

$$= 0,6239 \text{ W/m}^{\circ}\text{C}$$

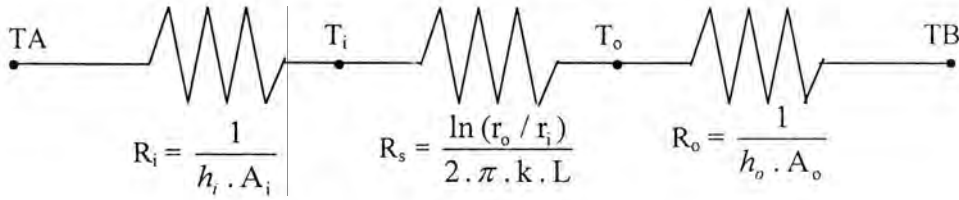
$$h_i = \frac{Nu \cdot k}{d_i}$$

$$= \frac{227,881 \cdot 0,6239 \text{ W/m}^{\circ}\text{C}}{0,0221 \text{ m}}$$

$$= 6433,256 \text{ W/m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

### 4.2 Koefisien Perpindahan Panas Menyeluruh

Untuk pipa yang terkena lingkungan konveksi di permukaan bagian dalam dan lainnya analogi tahanan listriknya (R) adalah :



- TA = Suhu fluida dalam pipa (tube)
- TB = Suhu fluida cangkang (shell)
- To = Dinding pipa (tube) sebelah luar
- Ti = Dinding pipa (tube) sebelah dalam

Gbr. 4-3 Jaringan tahanan thermal untuk perpindahan panas menyeluruh  
 Dikutip dari buku *Perpindahan Panas (Heat Transfer)* JP Holman edisi Kelima hal.445

Dalam hal ini luas bidang konveksi tidak sama untuk kedua fluida. Luas bidang ini tergantung dari diameter dalam dan tebal dinding. Koefisien perpindahan panas menyeluruh untuk permukaan yang bersih, bisa didasarkan atas luas dalam atau luas luar pipa (tube). Koefisien perpindahan panas menyeluruh untuk permukaan bersih dalam pipa adalah :

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{A_i \cdot \ln(r_o/r_i)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L} + \frac{A_i}{A_o} \cdot \frac{1}{h_o}} \dots \dots \dots \text{lit.1 hal. 445}$$

Atau

Koefisien perpindahan panas menyeluruh permukaan bersih luar pipa adalah :

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{A_o}{A_i} \cdot \frac{\ln(r_o/r_i)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L} + \frac{1}{h_i}} \dots \dots \dots \text{Lit.1 hal.445}$$

Dimana :

$A_o$  = Luas permukaan pipa bagian luar

$$= 2 \cdot \pi \cdot r_o \cdot L$$

$$= 2 \cdot \pi \cdot 0,0127 \text{ m} \cdot 7 \text{ m}$$

$$= 0,5586 \text{ m}^2$$

$A_i$  = Luas permukaan pipa bagian dalam

$$= 2 \cdot \pi \cdot r_i \cdot L$$

$$= 2 \cdot \pi \cdot 0,01105 \text{ m} \cdot 7 \text{ m}$$

$$= 0,4860 \text{ m}^2$$

$h_o$  = Koefisien perpindahan panas konveksi pipa bagian luar

$$= 12541,31 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$h_i$  = Koefisien perpindahan panas konveksi pipa bagian dalam

$$= 6431,59 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$L$  = Panjang pipa (tube)

$$= 7 \text{ m}$$

$r_o$  = jari-jari pipa bagian luar

$$= 0,0127 \text{ m}$$

$r_i$  = jari-jari pipa bagian dalam

$$= 0,01105 \text{ m}$$

$k$  = konduktivitas termal pipa (tube) pada temperatur rencana

$$= 21,105 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$$

Tahanan termal pipa (tube)

$$R_s = \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi \cdot k \cdot L} \dots\dots\dots \text{lit.1 hal.447}$$

$$= \frac{\ln(0,0127 \text{ m} / 0,01105 \text{ m})}{2 \cdot \pi \cdot 21,105 \text{ W/m}^0\text{C} \cdot 7 \text{ m}}$$

$$= 1,4993 \times 10^{-4} \text{ W/m}^2\text{ }^0\text{C}$$

Tahanan termal di dalam pipa (tube)

$$R_i = \frac{1}{h_i A_i} \dots\dots\dots \text{lit.1 hal.447}$$

$$= \frac{1}{6431,59 \text{ w/m}^2\text{ }^0\text{C} \cdot 0,4860 \text{ m}^2}$$

$$= 3,1993 \times 10^{-4} \text{ W/ }^0\text{C}$$

Tahanan termal di luar pipa (tube)

$$R_o = \frac{1}{h_o A_o} \dots\dots\dots \text{lit.1 hal.447}$$

$$= \frac{1}{12541,31 \text{ W/m}^2\text{ }^0\text{C} \cdot 0,5586 \text{ m}^2}$$

$$= 1,4274 \times 10^{-4} \text{ W/ }^0\text{C}$$

Koefisien perpindahan panas menyeluruh

$$U_i = \frac{1}{R_i + A_i R_s + \frac{A_i}{A_o} R_o}$$

$$= \frac{1}{3,1193 \times 10^{-4} \text{ W/ }^0\text{C} + 0,4860 \text{ m}^2 (1,4493 \times 10^{-4} \text{ W/m}^2\text{ }^0\text{C}) + \frac{0,4860 \text{ m}^2}{0,5586 \text{ m}^2} (1,4274 \times 10^{-4} \text{ W/ }^0\text{C})}$$

$$= \frac{1}{3,1993 \times 10^{-4} \text{ W/ }^0\text{C} + 7,2866 \times 10^{-5} \text{ W/ }^0\text{C} + 1,2419 \times 10^{-4} \text{ W/ }^0\text{C}}$$

$$= \frac{1}{5,16986 \times 10^{-4} \text{ W/ }^0\text{C}}$$

$$= 1934,2884 \text{ W/ }^0\text{C}$$

UNIVERSITAS MEDAN AREA

Luas permukaan pipa (tube) bagian dalam persatuan panjang ( $A_i$ )

$$A_i = 0,4860 \text{ m}^2$$

Koefisien perpindahan panas menyeluruh untuk permukaan bersih dalam pipa (tube)

$$\begin{aligned} U_i &= \frac{1934,2884 \text{ W/}^{\circ}\text{C}}{0,4860 \text{ m}^2} \\ &= 3980 \text{ W/m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C} \end{aligned}$$

### 3.10 Faktor Pengotoran

Setelah alat penukar kalor dipakai beberapa lama, permukaan perpindahan panas dari alat penukar kalor mungkin dilapisi oleh beberapa endapan yang bisa terdapat dalam sistem aliran atau permukaan itu mengalami korosi akibat interaksi antara fluida dengan bahan yang digunakan dalam alat penukar kalor.

Dalam kedua hal diatas lapisan itu memberikan tahanan tambahan terhadap aliran panas dan hal ini menyebabkan menurunnya kemampuan kerja alat tersebut.

Pengaruh menyeluruh dari hal tersebut di atas bisa dinyatakan dengan faktor pengotoran (fouling faktor) atau tahanan termal endapan.

Dari tabel 4-2 untuk fluida pendingin (air sungai) faktor pengotoran normal :  $3000 \div 12000 \text{ W/m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Tahanan termal faktor pengotoran (endapan) normal :

$$\begin{aligned} &= \frac{1}{3000 \text{ W/m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}} \div \frac{1}{12000 \text{ W/m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}} \\ &= 3,3333 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C/W} \div 8,3333 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C/W} \end{aligned}$$



### 4.3.1 Koefisien Perpindahan Panas Keseluruhan Rancangan ( $U_D$ )

Luas permukaan pipa (tube) bagian dalam per pipa (tube)

$$A_i = 2 \cdot \pi \cdot r_i \cdot L$$

Dimana :

$r_i$  = jari-jari pipa (tube) bagian dalam

$$= 0,01105 \text{ m}$$

$L$  = panjang pipa (tube) yang direncanakan

$$= 7 \text{ m}$$

$$A_i = 2 \cdot \pi \cdot 0,01105 \text{ m} \cdot 7 \text{ m}$$

$$= 0,4860 \text{ m}^2$$

Luas permukaan perpindahan panas total :

$$A_{tot} = A_i \cdot N \dots\dots\dots \text{lit. 3. hal. 231}$$

Dimana :

$A_i$  = Luas permukaan pipa (tube) bagian dalam per pipa (tube)

$$= 0,4860 \text{ m}^2$$

$N$  = Jumlah pipa (tube)

$$= 794 \text{ buah}$$

$$A_{tot} = 0,4860 \text{ m}^2 \cdot 794$$

$$= 385,884 \text{ m}^2$$

Koefisien perpindahan panas keseluruhan rancangan ( $U_D$ )

$$q = U_D \cdot A_{tot} \cdot LMTD \cdot F \dots\dots\dots \text{lit.3 hal. 456}$$

Dimana :

$$q = \text{laju perpindahan panas} \\ = 4391.000 \text{ W}$$

$$A_{\text{tot}} = \text{luas permukaan perpindahan panas total} \\ = 385,884 \text{ m}^2$$

$$\text{LTMD} = \text{beda'suhu keseluruhan rata-rata logaritma} \\ = 7,75 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$F = \text{faktor koreksi terhadap LTMD} \\ = 0,98$$

$$U_D = \frac{q}{A_{\text{tot}} \cdot \text{LTMD} \cdot F} \\ = \frac{4391.000 \text{ W}}{385,884 \text{ m}^2 \cdot 7,75 \text{ }^{\circ}\text{C} \cdot 0,98} \\ = \frac{4391.000 \text{ W}}{2930,789 \text{ m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}} \\ = 1498,2314 \text{ W/m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

**4.3.2 Tahanan Faktor Pengotoran (Endapan) Dapat Dihitung dengan Persamaan**

$$R_d = \frac{1}{U_D} - \frac{1}{U_i} \dots\dots\dots \text{lit. 2 hal. 571}$$

Dimana :

$$U_D = \text{Koefisien perpindahan panas keseluruhan rancangan} \\ = 1498,2314 \text{ W/m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$U_i = \text{Koefisien perpindahan panas keseluruhan untuk permukaan bersih} \\ = 3980 \text{ W/m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\begin{aligned}
 R_d &= \frac{1}{1498,2314 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}} - \frac{1}{3980 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}} \\
 &= 6,6745 \times 10^{-4} \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} - 2,5126 \times 10^{-4} \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \\
 &= 4,1619 \times 10^{-4} \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}
 \end{aligned}$$

Dari segi faktor pengotoran dimana  $R_d$  yang diperoleh dari hasil perhitungan sebesar  $4,1619 \times 10^{-4} \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$  lebih kecil dari batas yang diperbolehkan ( $3,333 \times 10^{-4} > 4,1619 \times 10^{-4} > 8,333 \times 10^{-5}$ )  $\text{W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ , pada dasarnya alat penukar kalor dapat di pergunakan.

TABEL 4-2 NILAI TIPIKAL FAKTOR PENGOTORAN/FOULING (KOEFSIEN)

FLUID	COEFICIENT ( $\text{W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ )
RIVER WATER	3000 – 12000
SEA WATER	1000 – 3000
COOLING WATER ( TOWER )	3000 – 6000
TOWNS WATER ( SOFT )	3000 – 5000
TOWNS WATER ( HARD )	1000 – 2000
STEAM CONDENSATE	1500 – 5000
STEAM ( OIL FREE )	4000 – 10000
STEAM ( OIL TRACES )	2000 – 5000
REFRIGERATED BRINE	3000 – 5000
AIR AND INDUSTRIAL GASES	5000 – 10000
FLUE GASES	2000 – 5000
ORGANIC VAPOURS	5000
ORGANIC LIQUIDS	5000
LIGHT HYDROCARBONS	5000
HEAVY HYDROCARBONS	2000

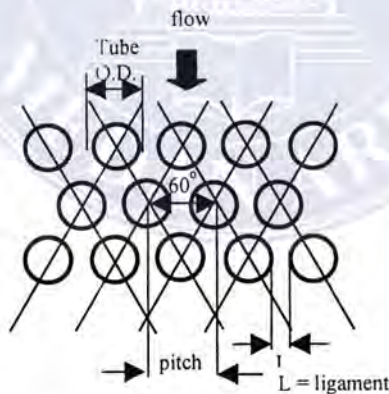
*Dikutip dari buku alat penukar kalor ( heat exchanger ), Ir. Tunggul M.Sitompul. SE. M.sc, hal.176*

#### 4.4 Susunan Pipa (Tube)

Kemampuan melepas atau menerima panas suatu alat penukar kalor dipengaruhi oleh besarnya luas permukaan ( heating surface ). Besarnya luas permukaan tergantung dari panjang, ukuran dan jumlah pipa ( tube ) yang dipergunakan pada alat penukar kalor.

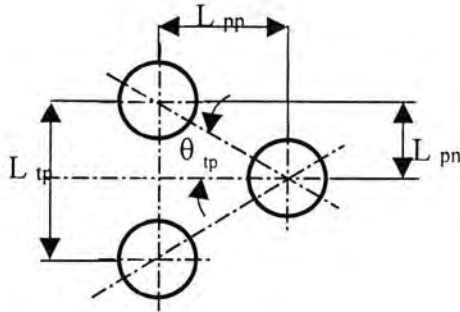
Susunan pipa ( tube ) mempengaruhi besarnya penurunan tekanan aliran fluida dalam cangkang ( shell ). Penentuan susunan pipa-pipa ( tube ) pada alat penukar kalor sangat prinsip sekali, ditinjau dari segi operasi dan pemeliharaan.

Fluida pendingin yang dipergunakan pada alat penukar kalor ini adalah air sungai yang mempunyai faktor pengotoran normal ( fouling factor ) yang cukup tinggi antara 3000 s/d 12000  $W/m^{\circ}C$  , maka susunan pipa ( tube ) yang cocok untuk fluida yang kotor / berlumpur adalah pipa ( tube ) dengan susunan segitiga (triangular pitch).



Gambar 4.4 Susunan Pipa Segitiga ( Triangular Pitch )

Dikutip dari buku alat penukar kalor( heat exchanger), Ir. Tunggal M.Sitompul. SE. MSc, hal.44



Gbr. 4.5 Jarak Susunan Pipa Dengan Pipa ( Tube )

$$\theta_{tp} = 30^0$$

$$L_{tp} = 1,25 \text{ in} = 31,75 \text{ mm}$$

$$L_{pn} = 0,5 L_{tp} \dots\dots\dots \text{lit. 3 hal. 45}$$

$$= 0,5 \cdot 1,25 \text{ in}$$

$$= 0,625 \text{ in}$$

$$= 15,875 \text{ mm.}$$

$$L_{pp} = 0,866 \cdot L_{tp} \dots\dots\dots \text{lit. 3 hal. 45}$$

$$= 0,866 \cdot 1,25 \text{ in}$$

$$= 1,0825 \text{ in}$$

$$= 27,45 \text{ mm.}$$

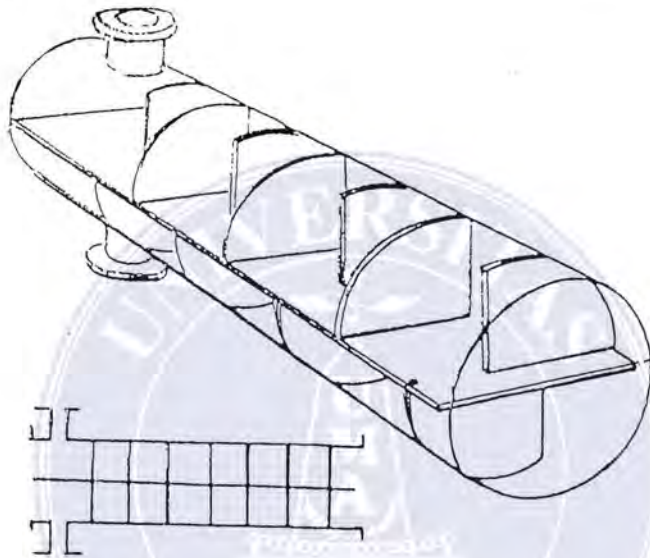
**4.5 Baffle atau Sekat**

Baffle atau sekat-sekat yang dipasang pada alat penukar kalor mempunyai fungsi sbb :

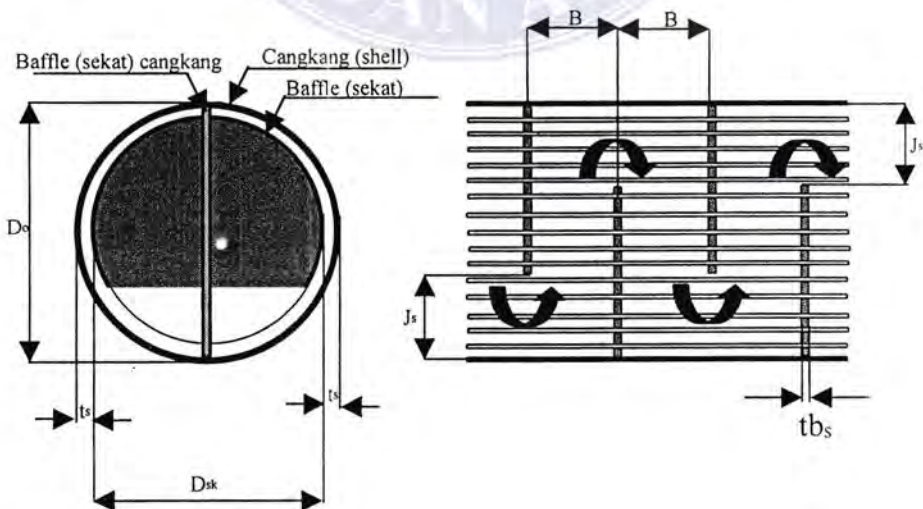
- a. Struktur untuk menahan tube-bundel.
- b. Damper untuk menahan atau mencegah terjadinya getaran ( vibration ) pada tube.

c. Sebagai alat untuk mengontrol dan mengarahkan aliran fluida yang mengalir diluar tube ( shell side ).

Jenis sekat yang umum dipergunakan adalah jenis sekat plat berbentuk segmen, dipasang dengan posisi tegak lurus terhadap tube.



Gbr. 4.6 Sekat Standar 2 Pass Aliran Pada Sisi Cangkang ( Shell )  
 Dikutip dari buku alat penukar kalor ( heat exchanger ), Ir.Tunggul M. SE. Msc, hal.100



Gbr. 4.7 Posisi Baffle ( Sekat ) Dalam Cangkang ( Shell )

♦ **Ruang Bebas Dan Toleransi Sekat (  $t_s$  )**

Sekat atau baffle itu dimasukan kedalam cangkang (shell) alat penukar kalor sehingga antara isi sebelah dalam cangkang (shell) dengan sekat harus ada kelonggaran atau ruang bebas untuk memudahkan sekat masuk kedalam cangkang (shell).

Dari Tabel 4-3 diameter sekat dapat ditentukan, dimana diameter dalam cangkang (shell) yang direncanakan  $D_i = 1100$  mm, maka

$$\begin{aligned} \text{Diameter sekat } D_{sk} &= D_i - 4,8 \text{ mm} \\ &= 1100 \text{ mm} - 4,8 \text{ mm} \\ &= 1095,2 \text{ mm.} \end{aligned}$$

Ruang bebas dan toleransi sekat (  $t_s$  )

$$\begin{aligned} t_s &= \frac{D_i - D_{sk}}{2} \\ &= \frac{1100 \text{ mm} - 1095,2 \text{ mm}}{2} \\ &= 2,4 \text{ mm.} \end{aligned}$$

Tabel 4-3 Ruang Bebas Dan Toleransi Alat Penukar Kalor

Diameter dalam cangkang (shell) ( $D_i$ )	Diameter sekat ( $D_{sk}$ )	Toleransi
Cangkang (shell) dibuat dari pipa :		
6 - 25 in	$D_i - 1/16$ in	+ 1/32 in
515 - 635 mm	$D_i - 1,6$ mm	+ 0,8 mm
Cangkang (shell) dibuat dari plat :		
6 - 25 in	$D_i - 1/8$ in	+ 1/32 in
515 - 635 mm	$D_i - 3,2$ mm	+ 0,8 mm
27 - 42 in	$D_i - 3/16$ in	+ 1/16 in
686 - 1100 mm	$D_i - 4,8$ mm	+ 1,6 mm

*Dikutip dari buku alat penukar kalor ( heat exchanger ), Ir. Tunggal M. SE. Msc, hal. 105*

◆ **Tebal Baffle atau Sekat (tbs)**

Dari Tabel 4-4 menunjukkan tebal plat sekat yang dipergunakan pada alat penukar kalor berdasarkan standar tema adalah :

Tabel 4-4 Tebal Plat Sekat

Tipe	Diameter Nominal ( shell ) ( $D_i$ ) ( in )	Tebal plat sekat ( baffle ) ( in )				
		Jarak antara sekat pada diameter penuh ( B ) ( in )				
		12	12 - 24	36 - 48	48 - 60	60
C	6 - 14	1/16	1/8	3/16	3/8	3/8
C	15 - 28	1/8	3/16	3/8	3/8	1/2
C	28 - 38	3/16	1/4	3/8	1/2	5/8
C	39 - 60	-	1/4	1/2	5/8	5/8

Dikutip dari buku alat penukar kalor ( heat exchanger ), Ir. Tunggal M. SE. Msc. hal.102

Dimana  $D_i$  = diameter cangkang ( shell ) yang direncanakan

$$= 1100 \text{ mm ( 43,307087 in )}$$

B = jarak sekat untuk panjang pipa 7 m dengan jumlah sekat 10 buah yang Direncanakan

$$= 700 \text{ mm ( 27,559055 in )}$$

Maka dari Tabel 4-4, tebal sekat (  $tb_s$  ) dapat diperoleh

$$tb_s = 1/2 \text{ in}$$

$$= .12,7 \text{ mm}$$

◆ **Tinggi Jendela Sekat Yang Dipotong (  $J_s$  )**

$$J_s = 25 \% \times D_{sk} \dots\dots\dots \text{lit.3 hal. 88}$$

Dimana :

$D_{sk}$  = diameter baffle atau sekat

$$= 1095,2 \text{ mm}$$

$$J_s = 25 \% \times 1095,2 \text{ mm}$$

$$= 273,8 \text{ mm.}$$



## 4.6 Tube Sheet

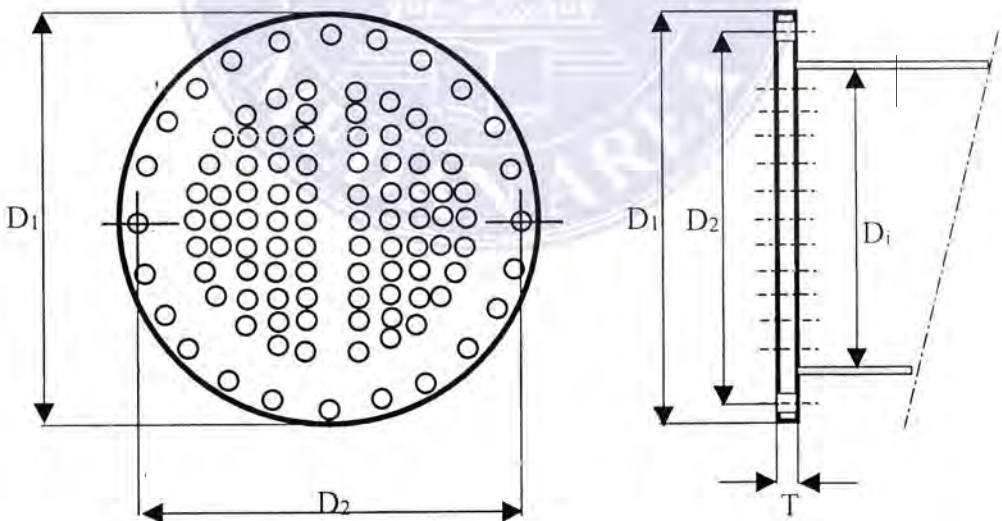
Tube sheet bagian dari alat penukar kalor untuk mengikat pipa ( tube ). Plat dilubangi dengan diameter lebih besar dari diameter pipa ( tube ) bagian luar, pipa (tube) dimasukan ke dalam lubang tersebut lalu diikat dengan cara pengikatan roll yang umum dipakai pada alat penukar kalor.

Bahan tube sheet yang dipilih baja carbon untuk plat dengan spesifikasi sbb :

Spec. No. SA-515 Grade 70 dengan komposisi C – Si dimana tegangan tarik yang diizinkan pada temperatur minimum  $650\text{ }^{\circ}\text{F} = 17500\text{ Psi}$  dan pada temperatur  $1000\text{ }^{\circ}\text{F} = 2500\text{ Psi}$ .

Tegangan tarik yang diizinkan diambil  $17500\text{ Psi}$  pada temperatur  $650\text{ }^{\circ}\text{F}$  , karena tegangan tarik yang diizinkan pada temperatur rencana  $80^{\circ}\text{C}$  (  $176\text{ }^{\circ}\text{F}$  ) tidak ada dalam tabel.

Data diatas diambil dari Tabel 4-5 pada Lampiran V.



Gambar 4-8 Tube Sheet

Media yang mengalir dalam cangkang ( shell ) adalah air dengan tekanan dalam cangkang ( shell ) yang direncanakan 12,2 bar ( 12,2364 kg/cm<sup>2</sup> ) pada temperatur rencana 80 °C, maka dari Tabel 4-6 lampiran VI didapat tingkat tekanannya I-12,2364 Lit. 12 hal. 468.

Dari Tabel 4-7 Lampiran VII untuk tingkat tekanan I-12,2364 dan diameter cangkang ( shell )  $D_i = 1100$  mm, diameter flange dapat diperoleh.

Diameter flange = Diameter tube sheet maka,

- Diameter tube sheet  $D_1 = 1355$  mm
- Diameter lingkaran baut  $D_2 = 1270$  mm
- Tebal tube sheet terhadap kemungkinan bengkakan

$$T = \frac{F \cdot D_i}{2} (P/S)^{\frac{1}{2}} \dots \dots \dots \text{lit. 3. hal. 111}$$

Dimana :

F = faktor koreksi terhadap perbandingan tebal dinding dengan diameter dalam cangkang ( shell ). Cangkang ( shell ) yang dilas dengan tube sheet nilai F diambil yang paling kecil 0,8. Lit. 3 hal. 111

$D_i$  = Diameter cangkang ( shell ) sebelah dalam  
 = 1100 mm ( 43,307087 in ),

P = Tekanan rencana terhadap tube sheet didapat dari beda tekanan antara tekanan dalam cangkang (shell) dengan tekanan dalam pipa (tube) yang direncanakan

$$P = P_s - P_t \dots \dots \dots \text{lit. 3 hal. 116}$$

Dimana :

$P_s$  = Tekanan dalam cangkang (shell) yang direncanakan  
 = 12,2 bar (176,9 Psi) diambil dari data survey

$P_t$  = tekanan dalam pipa (tube) yang direncanakan

= 5,1 bar (73,95 Psi) diambil dari data survey

$P$  = 176,9 – 73,95 Psi

= 102,95 Psi

$S$  = Tegangan tarik yang diizinkan pada temperatur 650 °F

= 17500 Psi.

$$T = \frac{0,8 \cdot 43,307087 \text{ in}}{2} \left( \frac{102,95 \text{ Psi}}{17500 \text{ Psi}} \right)^{\frac{1}{2}}$$

= 17,322835 in . 0,0997138

= 1,3286577 in

= 33,75 mm

= 35 mm (diambil)

#### 4.7. Cangkang ( Shell )

Cangkang ( shell ) adalah bagian tengah alat penukar kalor dan merupakan rumah untuk tube bundel. Antara cangkang ( shell ) dengan tube bundel terdapat fluida yang menerima atau melepaskan panas sesuai dengan proses yang terjadi.

Cangkang yang dipakai dalam perencanaan ini adalah cangkang ( shell ) dengan aliran dua pass dan sekat longitudinal tipe F.

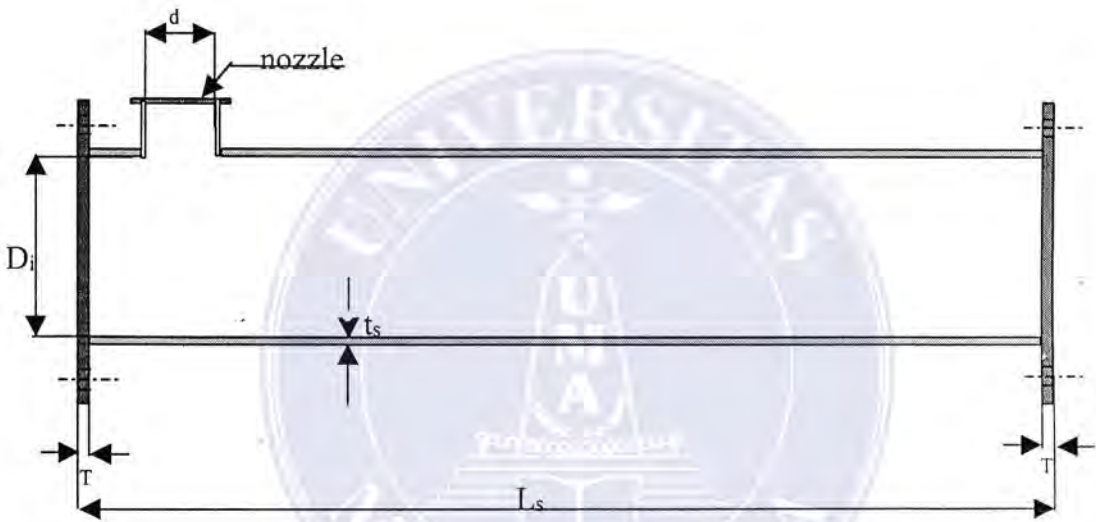
Untuk cangkang ( shell ) yang berukuran diameter dalam 40 – 60 in dibuat dari plat yang diroll dan dilas. ....lit. 3 hal.123

Bahan cangkang ( shell ) sama dengan bahan tube sheet yaitu baja carbon untuk plat dengan spesifikasi sbb :

Spec. No. SA-515 Grade 70 dengan komposisi C – Si dimana tegangan tarik yang diizinkan pada temperatur minimum 650 °F = 17500 Psi dan pada temperatur 1000 °F = 2500 Psi.

Tegangan tarik yang diizinkan diambil 17500 Psi pada temperatur 650 °F , karena tegangan tarik yang diizinkan pada temperatur rencana 80°C ( 176 °F ) tidak ada dalam tabel.

Data diatas diambil dari tabel 4-5 pada lampiran V.



Gbr. 4.9 Shell (Cangkang)

- ◆ Panjang cangkang ( shell )  $L_s =$  Panjang pipa ( tube )  $L = 7000$  mm
- ◆ Panjang cangkang ( shell )  $L_s = 7000$  mm
- ◆ Diameter cangkang ( shell )  $D_i = 1100$  mm
- ◆ Tebal cangkang ( shell )

$$t_s = \frac{P_s - r_i}{S - 0,5 P_s} \dots\dots\dots \text{lit.13 hal.248}$$

Dimana :

$P_s$  = Tekanan dalam cangkang ( shell ) yang direncanakan

= 12,2 bar ( 176,9 Psi ) diambil dari data survey

$r_i$  = jari-jari cangkang (shell) untuk diameter cangkang (shell)

1100 mm ( 43,307087 in )

= 21.653543 in

$S$  = Tegangan tarik yang diizinkan pada temperatur 650 °F

= 17500 Psi

$$t_s = \frac{176,9 \text{ Psi} - 21,653543 \text{ in}}{17500 \text{ Psi} - 0,5 \cdot 176,9 \text{ Psi}}$$

$$= \frac{176,9 \text{ Psi} - 21,653543 \text{ in}}{17411,55 \text{ Psi}}$$

= 0,22 in

= 5,588 mm

≈ 6 mm ( diambil )

Nozzle pada alat penukar kalor adalah nozzle saluran fluida masuk ke cangkang (shell) dan keluar dari cangkang ( shell ).

- Diameter nozzle pada cangkang ( shell )

$$d = \sqrt{\frac{m_h \times 4}{V \times \pi}} \dots\dots\dots \text{Lit. 10 hal. 4/4}$$

Dimana :

$m_h$  = kapasitas air pendingin ( demi water ) yang dibutuhkan

$$= \frac{191,2 \text{ l/s} \times 3600 \text{ s/h}}{1000 \text{ l/m}^3}$$

= 688,32 m<sup>3</sup>/h

$V$  = kecepatan aliran air pendingin ( demi water ) yang mengalir dalam cangkang ( shell )

$$= 2,48 \text{ m/s} \cdot 3600 \text{ s/h}$$

$$= 8928 \text{ m/h}$$

$$d = \sqrt{\frac{688,32 \text{ m}^3 / \text{h} \times 4}{8928 \text{ m/h} \times \pi}}$$

$$= \sqrt{0,0981626}$$

$$= 0,313 \text{ m}$$

$$= 313 \text{ mm}$$

Diameter nominal nozzle DN = 350 mm (diambil)

Tebal nozzle pada cangkang ( shell ) sama dengan tebal cangkang ( shell )

$$T_n = 6,0 \text{ mm}$$

- Tegangan longitudinal pada cangkang ( shell )

$$S_s = \frac{C_s \cdot (D_o - t_s) \cdot P_s}{4 \cdot t_s} \dots \dots \dots \text{lit.3 hal.127}$$

Dimana :

$$C_s = \text{konstanta}$$

$$= 1,0$$

$$D_o = \text{diameter luar cangkang ( shell )}$$

$$= 1112 \text{ mm ( 43,779528 in )}$$

$$t_s = \text{tebal cangkang ( shell )}$$

$$= 6,0 \text{ mm ( 0,2362204 )}$$

$$P_s = \text{tekanan dalam cangkang ( shell ) direncanakan}$$

$$= 12,2 \text{ bar ( 176,9 Psi )}$$

$$\begin{aligned}
 S_s &= \frac{1,0 \cdot (43,779528 \text{ in} - 0,2362204 \text{ in}) 176,9 \text{ Psi}}{4 \cdot 0,2362204 \text{ in}} \\
 &= \frac{1,0 \cdot 43,543308 \text{ in} \cdot 176,9 \text{ Psi}}{0,944818 \text{ in}} \\
 &= 8152,693 \text{ Psi}
 \end{aligned}$$

Tegangan longitudinal pada cangkang ( shell ) < tegangan tarik yang diizinkan pada temperatur 650 °C :  $S_s = 8152,693 \text{ Psi} < S = 17500 \text{ Psi}$

Pada prinsipnya cangkang ( shell ) dapat dipergunakan.

- Penurunan tekanan pada sisi cangkang ( shell )

$$\Delta P_s = \frac{f \cdot G_s^2 \cdot D_i \cdot (N+1)}{2 \cdot g \cdot \rho \cdot D_e \cdot \phi \cdot S} \dots \text{lit. 3. hal. 204}$$

Dimana :

$$\begin{aligned}
 f &= \text{faktor gesekan} \\
 &= 0,019
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 G_s &= \text{kecepatan massa aliran dalam cangkang ( shell )} \\
 &= \rho \cdot V \dots \text{lit. 2 hal. 431}
 \end{aligned}$$

Dimana :

$$\begin{aligned}
 \rho &= \text{Rapat massa air pendingin (demi water) pada temperatur } 40,75 \text{ } ^\circ\text{C} \\
 &= 991,72 \text{ kg/m}^3
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 V &= \text{kecepatan air pendingin} \\
 &= 2,48 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 G_s &= 991,71 \text{ kg/m}^3 \cdot 2,48 \text{ m/s} \\
 &= 2459,4656 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 D_i &= \text{Diameter cangkang ( shell ) sebelah dalam} \\
 &= 1,1 \text{ m}
 \end{aligned}$$

$(N + 1)$  = jumlah berapa kali fluida menyeberangi tube bundel dan jika dihubungkan dengan panjang tube, maka didapat

$$(N + 1) = 12 \cdot L / B \quad \dots\dots\dots\text{lit. 3 hal. 204}$$

Dimana :

L = panjang pipa ( tube )  
 = 7 m

B = jarak antara sekat ( baffle )  
 = 0,7 m

$$(N + 1) = 12 \cdot 7 \text{ m} / 0,7 \text{ m}$$

$$= 120$$

g = gravitasi  
 = 9,8 m/s<sup>2</sup>

D<sub>e</sub> = diameter ekivalen cangkang ( shell )  
 = 0,0184 m

φ = Perbandingan viscositas suhu curahan dengan suhu permukaan  
 = 1,0675392

S = spesifik gravity air  
 = 1

$$\Delta P_s = \frac{0,019 \cdot (2459,4656 \text{ kg/m}^2\text{s})^2 \cdot 1,1 \text{ m} \cdot 120}{2 \cdot 9,8 \text{ m/s}^2 \cdot 991,72 \text{ kg/m}^3 \cdot 0,0184 \text{ m} \cdot 1,0675392 \cdot 1}$$

$$= \frac{0,019 \cdot 6048971 \text{ kg}^2/\text{m}^4\text{s}^2 \cdot 1,1 \text{ m} \cdot 120}{2 \cdot 9,8 \text{ m/s}^2 \cdot 991,72 \text{ kg/m}^3 \cdot 0,0184 \text{ m} \cdot 1,0675392 \cdot 1}$$

$$= 39734 \text{ kg/m}^2$$

$$= 3,9734 \text{ kg/cm}^2$$

$$= 3,9 \text{ bar (1 bar = 1,0197 kg/m}^2)$$



#### 4.8 Pipa ( Tube ) Pada Alat Penukar Kalor

Pipa ( tube ) sering digunakan pada dunia teknik, khususnya dibidang mekanik, pabrik kima, pengolahan minyak, pembangkit listrik tenaga uap dll.

Pipa ( tube ) harus mampu memindahkan panas diantara fluida dalam pipa (tube) dengan fluida diluar pipa ( tube ). Beberapa persyaratan yang harus dipenuhi ialah :

1. Kemampuan memindahkan panas yang tinggi.
2. Daya tahan terhadap panas yang tinggi.
3. Daya tahan terhadap korosi.
4. Mampu untuk dibentuk dengan proses dingin atau panas.
5. Mempunyai sifat plastis yang tinggi.

Disamping itu jenis bahan yang dipergunakan dan ukuran pipa ( tube ) merupakan salah satu syarat yang harus dipenuhi dalam perencanaan alat penukar kalor.

Bahan pipa ( tube ) yang dipilih adalah titanium dengan spesifik sbb :

Spec. No. tubing SB-338 grade 2 smls-ann dimana

- Tegangan tarik yang diizinkan pada temperatur 100 °F = 12500 Psi dan pada temperatur 600 °F = 5700 Psi. Tegangan tarik yang diizinkan pada temperatur rencana 80 °C ( 176 °F ) = 11284 Psi dari hasil interpolasi.
- Minimum yield = 25000 Psi.

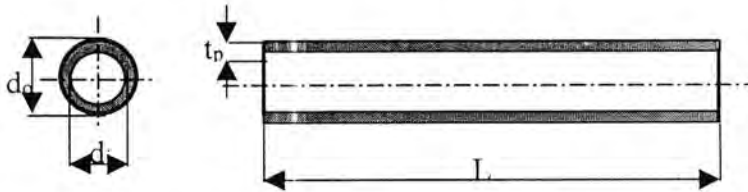
Data diatas diambil dari Tabel 4-8 pada Lampiran VIII

- Modulus elastis pipa (tube) pada temperatur 80 °C (176 °F) =  $15,07 \times 10^6$  Psi.

Data diatas diambil dari Tabel 4-9 pada lampiran IX.

Untuk menentukan tebal pipa ( tube ) dinyatakan dalam BWG ( birmingham wire gage), semakin besar angka BWG maka pipa ( tube ) semakin tipis.

Untuk alat penukar kalor yang direncanakan ukuran pipa ( tube ) yang dipergunakan diameter 1 in dengan ketebalan BWG 16.



Gbr. 4-10 Pipa ( Tube ) Alat Penukar Kalor

$d_o$  = diameter luar pipa ( tube )  
 = 1 in ( 0,0254 m )

$d_i$  = diameter dalam pipa ( tube )  
 = 0,870 in ( 0,0221 m )

$t_p$  = tebal pipa ( tube )  
 = 0,065 in (  $1,65 \times 10^{-3}$  m )

Data diatas diambil dari tabel 3-1 lampiran I

$L$  = panjang pipa ( tube ) direncanakan  
 = 7 m

- Besar tegangan tekan yang diperoleh pipa ( tube ) disekeliling bundel

$$S_c = \frac{\pi^2 \cdot E_t}{2 (K L/r)^2} \dots \dots \dots \text{lit. 3. hal. 145}$$

Dimana :

$E_t$  = modulus elastis material pipa (tube) pada temperatur perencanaan  
 =  $15,07 \times 10^6$  Psi.

$KL$  = panjang ekuivalen pipa (tube) yang mengalami lekukan (buckling)

- K = pipa ( tube ) yang tidak ditopang antara dua buah sekat  
 = 1,0 ..... lit.3 hal. 149
- L = panjang atau jarak pipa (tube) yang tidak ditopang (unsupported tube span)  
 = 700 mm ( 27,559055 in )
- r = jari-jari girasi ( gyration ) pipa ( tube ).  
 =  $0,25 \sqrt{d_o^2 + (d_o - t_p)^2}$  ..... lit. 3. hal. 149

Dimana :

$d_o$  = diameter luar pipa ( tube )  
 = 1 in

$t_p$  = tebal pipa ( tube )  
 = 0.065 in

$r = 0,25 \sqrt{(1 \text{ in})^2 + (1 \text{ in} - 2 \cdot 0,065 \text{ in})^2}$   
 $= 0,25 \sqrt{1 \text{ in}^2 + 0,7569 \text{ in}^2}$   
 $= 0,25 \cdot 1,325481 \text{ in}$   
 $= 0,33 \text{ in}$

$Sc = \frac{\pi^2 \cdot 15,07 \times 10^6 \text{ Psi}}{2 (1.27,559055 \text{ in}/0,33 \text{ in})^2}$   
 $= \frac{1,4873494 \times 10^8 \text{ Psi}}{13948,604}$   
 $= 10663,07 \text{ Psi}$

Besar tegangan tekan pada pipa ( tube ) sekeliling bundel < dengan tegangan tarik yang diizinkan pada temperatur perencanaan 80 °C ( 176 °F )

$Sc = 10663,07 \text{ Psi} < S = 11284 \text{ Psi}$ .

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 22/7/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber  
 2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah  
 3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area  
 Access From (repository.uma.ac.id)22/7/24

- Faktor koreksi terhadap tebal pipa ( tube ) dengan tebal cangkang ( shell )

$$K = \frac{E_s \cdot t_s (D_o - t_s)}{E_t \cdot t_p \cdot N (d_o - t_t)} \dots\dots\dots \text{lit. 3. hal.114}$$

Dimana :

$E_s$  = modulus elastis bahan cangkang ( shell ) pada temperatur 650 °F  
 = 23,225 x 10<sup>6</sup> Psi. .... didapat dari gbr.4-10 lampiran X

$E_t$  = modulus elastis bahan pipa (tube) pada temperatur 80 °C (176 °F)  
 = 15,07 x 10<sup>6</sup> Psi.

$D_o$  = diameter cangkang ( shell )  
 = 43,779528 in.

$t_s$  = tebal cangkang ( shell )  
 = 0,2362204 in.

$N$  = jumlah pipa ( tube ) dalam cangkang ) shell )  
 = 794 buah.

$d_o$  = diameter luar pipa ( tube )  
 = 1 in.

$t_p$  = tebal pipa ( tube )  
 = 0,065 in.

$$K = \frac{23,225 \times 10^6 \text{ Psi} \cdot 0,2362204 \text{ in} (43,779528 \text{ in} - 0,2362204 \text{ in})}{15,07 \times 10^6 \text{ Psi} \cdot 0,065 \text{ in} - 794 (1 \text{ in} - 0,065 \text{ in})}$$

$$= \frac{23,225 \times 10^6 \text{ Psi} \cdot 10,285818 \text{ in}^2}{15,07 \times 10^6 \text{ Psi} \cdot 48,25535 \text{ in}^2}$$

$$= \frac{2,3888812 \times 10^8}{7,270812 \times 10^8}$$

$$= 0,33$$

- Faktor koreksi tube sheet dengan cangkang ( shell )

$$F_q = 0,25 + (F - 0,6) \left\{ \frac{300 t_s \cdot E_s}{K \cdot L \cdot E} \left( \frac{D_i}{T} \right)^3 \right\}^{1/4} \dots\dots \text{lit. 3. hal. 115}$$

Dimana :

F = faktor koreksi terhadap perbandingan tebal dinding dengan diameter Cangkang ( shell ). Cangkang (shell) yang dilas dengan tube sheet Nilai F diambil yang paling kecil .... Lit.3 hal. 111

$$= 0,8$$

$t_s$  = tebal cangkang ( shell )

$$= 6 \text{ mm } ( 0,2362204 \text{ in } )$$

$E_s$  = Modulus elastis bahan cangkang ( shell ) pada temperatur 650 °F, dimana Modulus elastis bahan cangkang ( shell ) sama dengan modulus elastis Bahan tube sheet (  $E_s = E$  )

$$= 23,225 \times 10^6 \text{ Psi.}$$

L = panjang pipa ( tube )

$$= 7 \text{ m } ( 275,59055 \text{ in } )$$

$D_i$  = diameter sebelah dalam cangkang ( shell )

$$= 43,307087 \text{ in}$$

T = tebal tube sheet

$$= 35 \text{ mm } ( 1,3779528 \text{ in } )$$

$$F_q = 0,25 + (0,8 - 0,6) \left\{ \frac{300 \cdot 0,2362205 \text{ in} \cdot 23,225 \times 10^6 \text{ Psi} \left( \frac{43,307087 \text{ in}}{1,377928 \text{ in}} \right)^3}{0,33 \cdot 275,59055 \text{ in} \cdot 23,225 \times 10^6 \text{ Psi} \left( \frac{43,307087 \text{ in}}{1,377928 \text{ in}} \right)^3} \right\}^{1/4}$$

$$= 0,45 \cdot \{ 0,78 \cdot 31043,75 \}^{1/4}$$

$$= 0,45 \cdot 12,474327$$

$$= 5,6$$

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 22/7/24

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

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

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

Access From (repository.uma.ac.id)22/7/24

- Tegangan longitudinal pada keliling tube bundel

$$S_t = \frac{C_t \cdot F_q \cdot P_t \cdot D_i}{4 \cdot N \cdot t_p (d_o - t_p)} \dots\dots\dots \text{lit. 3 hal.149}$$

Dimana :

$C_t$  = konstante pipa ( tube )  
 = 1

$F_q$  = Faktor koreksi tube sheet dengan cangkang ( shell )  
 = 5,6

$P_t$  = tekanan dalam pipa ( tube ) yang direncanakan  
 = 5,1 bar ( 73,95 Psi ) diambil dari data survey

$G$  = diameter sebelah dalam cangkang ( shell )  
 = 43,307087 in.

$N$  = jumlah pipa ( tube ) dalam cangkang ( shell )  
 = 794 buah.

$t_p$  = tebal pipa ( tube )  
 = 0,065 in.

$d_o$  = diameter luar pipa ( tube )  
 = 1 in

$$\begin{aligned} S_t &= \frac{1 \cdot 5,6 \cdot 73,95 \text{ Psi} (43,307087 \text{ in})^2}{4 \cdot 794 \cdot 0,065 \text{ in} (1 \text{ in} - 0,065 \text{ in})} \\ &= \frac{5,6 \cdot 73,95 \text{ Psi} \cdot 1875,5038 \text{ in}^2}{31,76 \cdot 0,060775 \text{ in}^2} \\ &= \frac{776683,63 \text{ Psi}}{193,0214} \\ &= 4023,82 \text{ Psi} \end{aligned}$$

Tegangan longitudinal pada keliling tube bundel < dari tegangan tarik yang diizinkan pada temperatur rencana 80 °C ( 176 °F ) :  $S_t = 4023,82 \text{ Psi} < S_m = 11284 \text{ Psi}$ .

- Penurunan tekanan pada sisi pipa ( tube )

$$\Delta P_t = \frac{f \cdot G_t^2 \cdot L \cdot n}{2 \cdot g \cdot \rho \cdot d_i \cdot \phi \cdot S} \dots\dots\dots \text{lit. 3. hal. 203}$$

Dimana :

f = faktor gesekan

= 0.024

$G_t$  = kecepatan massa aliran dalam pipa ( tube )

=  $\rho \cdot V$  ..... lit. 2 hal. 431

Dimana :

$\rho$  = rapat massa fluida pendingin pada temperatur 33 °C

= 994,63 kg/m<sup>3</sup>

V = kecepatan fluida pendingin ( air sungai )

= 1,15 m/s.

$G_t = 994,63 \text{ kg/m}^3 \cdot 1,15 \text{ m/s}$

= 1143,8245 kg/m<sup>2</sup>.s

L = panjang pipa ( tube )

= 7 m

n = jumlah pass aliran dalam pipa ( tube )

= 2

g = gravitasi

= 9,8 m/s<sup>2</sup>

$d_i$  = diameter dalam pipa ( tube )

$$= 0.0221 \text{ m}$$

$\varphi$  = perbandingan viskositas pada suhu curahan dengan suhu permukaan

$$= 1,0856158$$

s = spesifik gravity air

$$= 1$$

$$\begin{aligned} \Delta P_t &= \frac{0,024 \cdot (1143,8245 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s})^2 \cdot 7\text{m} \cdot 2}{2 \cdot 9,8 \text{ m/s}^2 \cdot 994,63 \text{ kg/m}^3 \cdot 0,0221\text{m} \cdot 1,0856158 \cdot 1} \\ &= \frac{0,024 \cdot 1308334,5 \text{ kg/m}^4 \cdot \text{s}^2 \cdot 7\text{m} \cdot 2}{2 \cdot 9,8 \text{ m/s}^2 \cdot 994,63 \text{ kg/m}^3 \cdot 0,0221\text{m} \cdot 1,0856158 \cdot 1} \\ &= 939,88 \text{ kg/m}^2 \\ &= 0,094 \text{ kg/cm}^2 \\ &= 0,092 \text{ bar ( 1 bar = 1,0197 kg/cm}^2 \text{ )} \end{aligned}$$

- Penurunan tekanan saat kembali ( return ) karena terhadap pass aliran

$$\Delta P_r = \frac{4 \cdot n}{S} \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} \cdot \frac{62,5}{144} \text{ Psi} \dots\dots\dots \text{lit. 3. hal. 215}$$

Dimana :

N = jumlah pass aliran dalam pipa ( tube )

$$= 2$$

V = kecepatan fluida pendingin ( air sungai )

$$= 1,15 \text{ m/s}$$

$$= 3,77315 \text{ ft/s ( 1 m/s = 3,281 ft/s )}$$

g = gravitasi

$$= 9,8 \text{ m/s}^2$$

$$= 32,152231 \text{ ft/s}^2 \text{ ( 1 ft/s}^2 \text{ = 0,3048 m/s}^2 \text{ )}$$



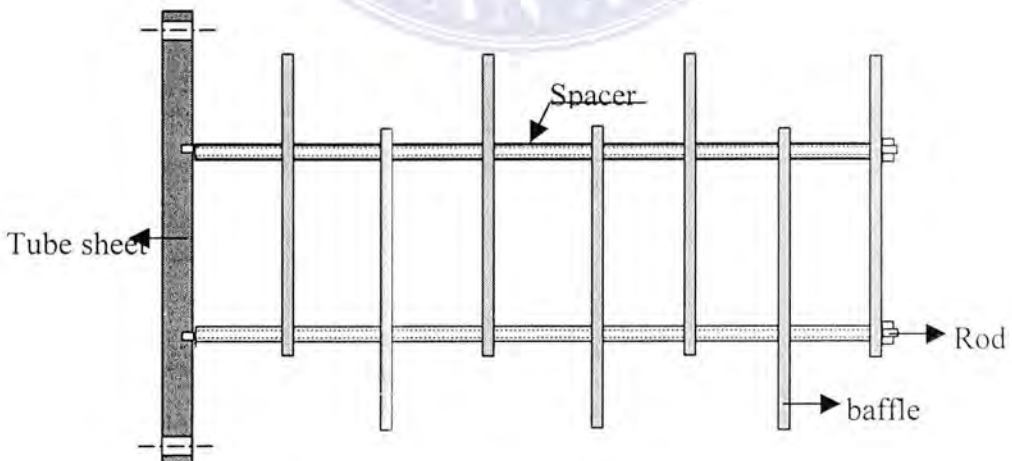
$$\begin{aligned}
 \Delta P_r &= \frac{4.2}{1} \cdot \frac{3,77315^2}{2.32,152231} \cdot \frac{62,5}{144} \\
 &= 8 \cdot \frac{14,236661}{64,304462} \cdot \frac{62,5}{144} \\
 &= 8 \cdot 0,2213946 \cdot 0,4340277 \text{ Psi} \\
 &= 0,7687312 \text{ Psi} \\
 &= 0,053 \text{ bar ( 1 bar = 14,5 Psi )}
 \end{aligned}$$

- Penurunan tekanan total pada sisi pipa ( tube )

$$\begin{aligned}
 \Delta P_T &= \Delta P_t + \Delta P_r \\
 &= 0,092 \text{ bar} + 0,053 \text{ bar} \\
 &= 0,145 \text{ bar.}
 \end{aligned}$$

#### 4.9 Tie Rods dan Spacer

Tie rods, spacer, baffle, tube dan tube sheet suatu kesatuan yang utuh didalam cangkang ( shell ), keseluruhan ini disebut tube bundle. Tie rods dan spacer terletak diantara sekat dengan sekat ( baffle to baffle ) atau antara sekat dan plat tube ( tube sheet ).



Gbr. 4.11 Hubungan Sekat ( Baffle ), Spacer, Tie Rods Dan Tube Sheet Pada Alat Penukar Kalor

Keuntungan pemasangan tie rods dan spacer sbb:

- Mempertahankan jarak antara sekat ( baffle ).
- Membuat konstruksi lebih kaku.
- Memudahkan penyetelan dan memasukan pipa ( tube ) pada sekat dan tube sheet.

Spacer dibuat dari pipa ( tube ) dan bahannya sama dengan bahan pipa (tube) pada alat penukar kalor. Pipa ( tube ) spacer dipotong dan diletakkan diantara sekat lalu tie rods dimasukan kedalam spacer, pada ujung lainnya diikat dengan baut.

Pada tabel 4.10 dapat diketahui ukuran ( diameter ) serta jumlah tie rods pada diameter cangkang ( shell ) tertentu.

Diameter dalam cangkang ( shell )  $D_i = 1100 \text{ mm ( 43,307087 )}$

Diameter tie rods  $= 0,5 \text{ in ( 12,7 mm )}$

Jumlah tie rods minimum  $= 8 \text{ buah}$

TABEL 4.10 STANDAR JUMLAH-UKURAN TIE RODS ALAT PENUKAR KALOR

DIAMETER NOMINAL SHELL ( INCH )	TIPE PENUKAR KALOR	DIAMETER TIE-RODS DALAM INCH	JUMLAH MINIMUM TIR-RODS
6 – 15	B & C	1/4	4
16 – 27	B & C	3/8	6
28 – 33	B & C	1/2	6
34 – 48	B & C	1/2	8
49 - 60	B & C	1/2	10

*Dikutip dari buku alat penukar kalor ( heat exchanger ), Ir. Tunggul M. Sitompul . SE. Msc, hal.152*

## 4.9 Stationary Head & Rear End Head

### 4.9.1 Stationary Head

Stationary head merupakan salah satu bagian ujung dari penukar kalor. Pada saluran ini terdapat saluran masuk fluida pendingin ( air sungai ) yang akan

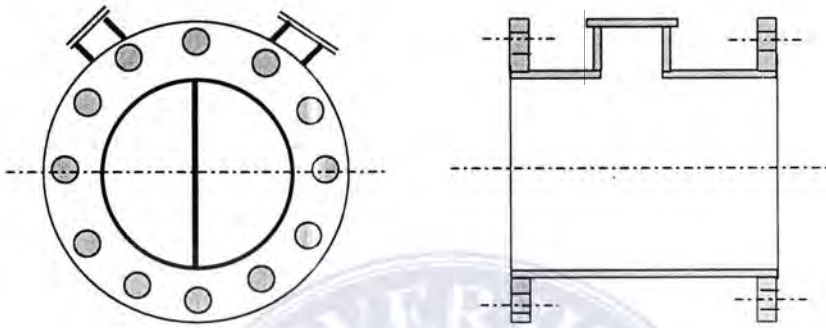
UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 22/7/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber  
 2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah  
 3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area  
 Access From (repository.uma.ac.id)22/7/24

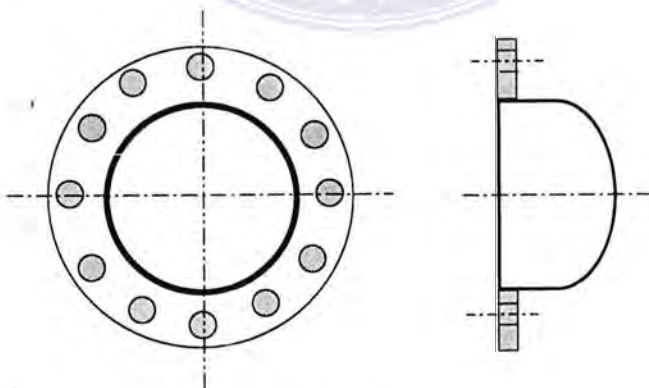
mengalir kedalam pipa ( tube ). Stationary head dilengkapi juga dengan pemisah aliran pass (pass partition) yang berfungsi sebagai pemisah aliran fluida pendingin ( air sungai ) sisi masuk dan sisi keluar.



Gbr 4-12 STATIONARY HEAD

#### 4.10.2 Rear End Head

Rear End Head ini terletak pada ujung dari alat penukar kalor yang berfungsi mengembalikan aliran fluida pendingin ( air sungai ) kesisi keluar pada alat penukar kalor melalui stationary head.



Gbr. 4.13 REAR END HEAD

Stationary head dan rear end head dilengkapi dengan flens yang berfungsi untuk menyambungkan ke badan alat penukar kalor atau cangkang ( shell ).

Flens standar dinyatakan ukuran dan serienya yang dipengaruhi oleh temperatur, tekanan kerja penukar kalor serta jenis fluidanya.

Media yang mengalir dalam pipa ( tube ) adalah air sungai, untuk tekanan diambil tekanan yang paling besar 12,2 bar ( 12,440 kg/cm<sup>2</sup> ) merupakan tekanan rencana pada sisi dalam cangkang ( shell ) pada temperatur 80 °C, maka dari tabel 4.7 lampiran VII didapat tingkat tekanannya I - 12,2364.....Lit. 12 hal. 468

Dari tabel 4.8 lampiran VIII untuk tingkat tekanan I – 12,440 dan diameter dalam cangkang ( shell ) 1100 mm, maka ukuran flens diketahui.

Diameter flens  $D_1 = 1355 \text{ mm.}$

Diameter lingkaran baut  $D_2 = 1270 \text{ mm.}$

Jumlah baut  $= 32 \text{ buah.}$

• Tebal Flens (h)

$$h = r \sqrt{\phi \cdot \frac{P}{S_b}} \dots\dots\dots \text{lit. 12 hal. 482}$$

Dimana :

$r =$  Jari-jari dalam cangkang (shell)  $D_i = 1100 \text{ mm (110 cm)}$   
 $= 55 \text{ cm}$

$P =$  Tekanan kerja maksimum alat penukar kalor direncanakan  
 $= 12,2 \text{ bar (12,440 kg/cm}^2\text{)}$

$\phi =$  Koefisien dari bahan flens untuk bahan baja  $\phi = 0,75$ -lit.12 hal.482

$S_b =$  Tegangan tekan yang diizinkan pada temperatur 650 °F bahan baja carbon untuk plat dengan spesifikasi sbb :

Spec No. SA-515 Garde 70 dengan komposisi C-Si dimana tegangan tekan yang diizinkan  $17500 \text{ Psi} = 1230,661 \text{ kg/cm}^2$   
 $(1 \text{ kg/cm}^2 = 14,22 \text{ Psi})$

$$\begin{aligned} h &= 55 \text{ cm} \sqrt{0,75 \cdot \frac{12,440 \text{ kg/cm}^2}{1230,661 \text{ kg/cm}^2}} \\ &= 55 \text{ cm} \cdot 0,087 \\ &= 4,785 \text{ cm} (47,85 \text{ mm}) \\ &= 50 \text{ mm} (\text{diambil}) \end{aligned}$$



## BAB VI

### K E S I M P U L A N

Dari hasil perhitungan dan perencanaan diperoleh kesimpulan sebagai berikut :

1. Penukar kalor tipe straight posisi horizontal dengan 2 x 2 pass terdiri dari shell and tube dan berkapasitas 2 x 100 %.
2. Fluida yang mengalir dalam pipa ( tube ) : Air sungai ( sea water ) sebagai media pendingin.
3. Fluida yang mengalir dalam cangkang ( shell ) : Demi water sebagai media air pendingin dan juga digunakan sebagai air pengisi ketel.
4. Jenis aliran, aliran lawan ( counter flow ).
5. Kapasitas air pendingin ( demi water ) yang dibutuhkan 688320 kg/h.  
Kapasitas pendingin ( air sungai ) yang dibutuhkan 630864 kg/h.
6. Kecepatan aliran air pendingin ( demi water ) dalam cangkang ( shell )  
2,48 m/s  
Kecepatan aliran pendingin ( air sungai ) dalam pipa ( tube ) 1,15 m/s
7. Rugi tekanan dalam cangkang ( shell ) 3,9 bar.  
Rugi tekanan dalam pipa ( tube ) 0,145 bar.
8. Temperatur air pendingin (demi water)masuk/keluar cangkang (shell)  
43,5/38 °C.  
Temperatur pendingin (air sungai) masuk/keluar pipa ( tube ) 30/36 °C.

9. Temperatur rencana 80 °C.
10. Tekanan rencana dalam cangkang ( shell ) 12,2 bar  
Tekanan rencana dalam pipa ( tube ) 5,1 bar
11. Bahan pipa ( tube ) : Titanium SB-338 grade 2.
12. Jumlah pipa ( tube ) : 794 buah
13. Bahan cangkang (shell) dan nozzle dan tube sheet : Baja carbon SA-515 grade

70



## LITERATUR (DAFTAR PUSTAKA)

1. J.P Holman, **“PERPINDAHAN KALOR”**, Edisi ke-5. Erlangga 1984
2. Arko Prijono, **“PRINSIP-PRINSIP PERPINDAHAN PANAS”**, Edisi ke-3. Erlangga 1986.
3. Ir. Tunggul M. Sitompul, SE, MSc, **“ALAT PENUKAR KALOR”**, PT. Raja Grafindo Persada 1993
4. Frank P. Incropera, **“FUNDAMENTAL OF HEAT TRANSFER”**, Jhon Wiley & Sons. Inc. 1981.
5. V. Gana Pathy, **“APPLIED HEAT TRANSFER”**, Penn Well Books
6. Max. S. Peter, **“PLANT DESIGN AND ECONOMIS FOR CHEMICAL ENGINEERS”**, Fourth Edition MC Graw Hill. Inc.
7. Wilbert F. Stoecker, **“REFRIGERASI DAN PENGKONDISIAN UDARA”**, Edisi Kedua, Erlangga 1989.
8. Ir. Zamanhuri, Ir. Mulfihazwi, **“HEAT TRANSFER”**, PT. Arum 1985
9. Rahald V. Giles, **“MEKANIKA FLUIDA & HIDRALIKA”**, Edisi Kedua Erlangga 1984.
10. Siemens Consortium Belawan II, **“INSTRUCTION MANUAL”**, Volume I Close Cooling Water System.
11. Asme, Section VIII, **“RULES FOR CONTRUCTION OF PRESSURE VESSELS”**, Division I, 1989 Edition.
12. Asril, **“PENGETAHUAN DASAR TENTANG ILMU BANGUNAN PESAWAT YANG SEDERHANA”**, H. Stam 1952.
13. Paul H. Black, **“MACHINE DESIGN”**, International Student Edition 1981.