

## EVALUASI DAN OPTIMASI SISTEM PENDINGIN UNTUK GENERATOR DAN BEARING PADA PLTA CIRATA

**Nama** : Hariyanto  
**NRP** : 2116207713  
**Jurusan / Fakultas** : Teknik Mesin / FTI – ITS  
**Dosen Pembimbing** : Ary Bachtiar KP, ST.,MT., Ph.D.

### ABSTRAK

Sistem pendingin adalah peralatan utama dalam generator hidroelektrik yang berfungsi untuk mendinginkan generator dan bantalan. Seiring bertambahnya waktu telah terjadi penurunan kualitas air di bendungan cirata mengakibatkan tingginya tingkat laju korosi serta abrasi pada piping dan peralatan penukar kalor. Saat ini telah dilakukan modifikasi sistem pendingin dari open loop menjadi close loop pada unit 1. Penelitian ini bertujuan mengoptimalkan sistem pendinginan close loop agar dapat digunakan melayani semua penukar panas dengan efektivitas panas yang lebih baik dan biaya rendah. Kedua adalah mengevaluasi sistem pendingin close loop sebelum dan sesudah optimalisasi melalui metode *cost benefit analysis* (CBA). Dengan hasil akhir didapatkan solusi terbaik dalam mengatasi permasalahan sistem pendingin pada generator dan bearing yang sejalan dengan penurunan biaya penyediaan listrik (BPP) di PLTA.

Metodologi yang digunakan dalam penelitian ini adalah analisa efektifitas penukar kalor antara *existing* pada data desain dan kondisi aktual sekarang. Berikutnya adalah analisa perpindahan panas melalui *redesain* penukar kalor *shell and tube* antara dengan melakukan variasi diameter *tube* yang digunakan (3,4", 5/8" dan 1/2"). Hasil perhitungan selanjutnya divalidasi dengan analisa *komputerisasi heat transfer research inc.(HTRI)*. Langkah terakhir adalah CBA melalui metode *net present value* pada sistem pendingin *open loop*, *close loop HE existing* dan *close loop HE redesain*.

Sebagai hasil dalam penelitian ini, nilai dari desain  $NTU-\mathcal{E}$  HE antara existing adalah 0.482-0.31 dan hasil redesain penukar kalor mempunyai nilai  $NTU-\mathcal{E}$  redesain sebesar 0.68-0.42. Hasilnya menunjukkan dengan semakin besar diameter tube yang digunakan terjadi penurunan jumlah tube. Akan tetapi luas area permukaan perpindahan panas meningkat akibat dari penurunan koefisien perpindahan panas menyeluruh. Besarnya nilai kenaikan perpindahan panas dari diameter tube 1/2" ke 5/8" sebesar 5,3% dan untuk 5/8" ke 3/4" sebesar 10,6%. Besar kenaikan luas area perpindahan panas dari diameter tube 1/2" ke 5/8" sebesar 6,1% dan untuk 5/8" ke 3/4" sebesar 11,23%. Kenaikan diameter tube dari 1/2" ke 5/8" terjadi penurunan jumlah *tube* 17,9% dan kenaikan biaya penukar kalor sebesar 2,18%. Pada kenaikan diameter *tube* dari 5/8" ke 3/4" terjadi penurunan jumlah tube 7,9%. dan kenaikan biaya penukar kalor sebesar 4.07%. Total

penurunan biaya system pendingin *close loop existing* dibanding redesain sebesar 7,7 %.

**Kata Kunci :** *Shell and Tube, TEMA, Diameter Tube, NTU, Effectiveness, NPV*

# EVALUATION AND OPTIMIZATION OF COOLING SYSTEM FOR GENERATOR AND BEARING CIRATA HYDROELECTRIC POWER PLANT

**By** : Hariyanto  
**Student Identity Number** : 2116207713  
**Supervisor** : Ary Bachtiar KP, ST.,MT., Ph.D.

## ABSTRACT

Cirata HEPP (Hydroelectric Power Plant) is located in Purwakarta district, West Java, Indonesia. Cooling system is one of the main equipment in hydroelectric generator which serves to cool the generator and bearing. In recent years, there has been a decrease water quality in Cirata dam causing high levels of corrosion rate and abrasion of piping and heat exchanger equipment. Currently there has been modification of cooling system from open loop become close loop at unit 1. This study aims to optimize close loop cooling system in order to be able serve all heat exchanger with better heat effectiveness and low cost. Second aim is evaluating the close loop cooling system before and after optimization. The optimization analysis of the close loop system is done by redesigning the shell and tube heat exchanger by referring to TEMA standard through tube diameter variation (1/2", 5/8" and 3/4"). This diameter variation aims to know the effect on heat transfer performance, such as the number of tubes, overall thermal transfer coefficient, total heat transfer area and heat exchange cost. After obtaining the most economical design of HE (Heat Exchanger), the CBA evaluation of the closed loop cooling system was carried out through the NPV method. The results show that the larger tube diameter used decreases the number of tubes, while the area of the heat transfer surface increases as a result of the decrease of the overall heat transfer coefficient. The decreased of the number of tubes for 1/2 "to 5/8" tube diameter is 17,9% and the increase of heat exchanger production cost is 2,18%. In case the tube diameter increase from 5/8 "to 3/4", there is a decrease in the number of tubes by 7,9% and the heat exchange rate increase by 4,07%. The total cost of the existing closed loop cooling system compared to the redesign is decrease by 7,7%..

**Keywords** : *Shell and Tube, TEMA, Diameter Tube, NTU, Effectiveness, NPV*

## **KATA PENGANTAR**

Assalamualaikum Wr.Wb

Alhamdulillah, Segala puji dan rasa syukur kehadirat Allah SWT, yang telah melimpahkan nikmat, taufik serta hidayah-Nya khususnya kepada penulis: sehingga dapat menyelesaikan penyusunan laporan tesis dengan judul

### **“EVALUASI DAN OPTIMASI SISTEM PENDINGIN UNTUK GENERATOR DAN BEARING PADA PLTA CIRATA”**

Tak lupa penulis menyampaikan penghargaan dan ucapan terima kasih yang sebesar besarnya kepada semua pihak yang telah membantu dalam mengerjakan tesis ini sehingga dapat terselesaikan dengan baik, kepada:

1. Bapak Ary Bachtiar, S.T., M.T., Ph.D. selaku Dosen Pembimbing tesis ini atas segala bimbingan, motivasi, keiklasan dan kesabarannya dalam membantu penulis menyelesaikan tesis ini.
2. Bapak Prof. Dr Eng. Ir Prabowo, M.Eng. selaku Kaprodi S2 Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS atas segala dukungan, bantuan dan motivasi yang diberikan dalam penulisan tesis ini.
3. Bapak Dr. Ir. Budi Utomo M.Eng. selaku dosen wali mahasiswa S2 Manajemen Energi yang selalu memberikan ilmu, saran, motivasi dan nasehatnya selama ini.
4. Tim dosen penguji yang meliputi Prof. Dr. Ir Djatmiko Ichsani, M Eng., Prof. Dr Eng. Ir Prabowo, M.Eng., Dr. Ir. Budi Utomo M.Eng., dan Dr. Ir. Atok Setiyawan, M.Eng.Sc yang telah bersedia memberikan waktu, tenaga dan ilmunya dalam rangka perbaikan tesis ini.
5. Dosen dosen pengajar di Jurusan Teknik Mesin ITS yang memberikan ilmunya bagi penulis selama menempuh kuliah program Magister.
6. Jajaran BOD PT. PJB meliputi Bapak Iwan Agung Firstantara, Bapak Suharto, Bapak Sugiyanto, Bapak Miftahul Jannah, Bapak Henky Heru Basudewo dan Ibu Tjutju Kurnia S yang telah memberikan kesempatan sehingga penulis bisa mendapatkan program beasiswa S2 Manajemen energi.

7. Jajaran SDM PT. PJB meliputi ibu Paramitha Purwanto selaku Kadiv Talenta, Bapak Kunto Wibisono selaku manager talenta dan seluruh Tim SDM KP PJB yang telah memberikan kesempatan, bantuan dan dukungan sehingga penulis bisa mendapatkan dan menjalani beasiswa kuliah program S2 Manajemen energi.
8. Bapak Muhammad Munir selaku General Manajer UP Cirata atas semua dukungan dan kebijakan yang diberikan bagi penulis selama menempuh kuliah program Magister.
9. Bapak Wirawan, Eko Sardjono, Fahmy Ryadin dan R. Hartono yang telah memberikan kesempatan dan motivasi dan ilmunya sehingga penulis bisa mendapatkan program beasiswa S2 Manajemen energi
10. Jajaran manajemen UP Cirata meliputi Bapak Sutriyono, Abdul Rachman, Sugijanto dan Kurniawan Eko W atas semua bantuan dan dukungan yang diberikan bagi penulis selama menempuh kuliah program Magister.
11. Kedua orang tuaku, nenekku, kakak-kakak dan adik-adikku terima kasih atas doa, nasehat, motivasi dan kasih sayangnya selama menempuh kuliah program Magister.
12. Kepada istriku tercinta Tiwi dan ketiga anakku Kenzie, Kanza dan Nindy yang selalu menemani dalam suka dan duka Terima kasih atas doa, dukungan serta kasih sayangnya selama menempuh kuliah program Magister.
13. Bapak dan ibu Staf Karyawan jurusan Teknik Mesin atas bantuan, kerjasama serta ketersediaan waktu menyiapkan kebutuhan dalam proses kuliah.
14. Bapak Made Widana selaku ekspert *Design & Fabrication Heat Exchanger* PT. ASR yang telah memeberikan sharing informasi dalam penulisan tesis ini.
15. Teman – teman seangkatan program beasiswa S2 Manajemen Energi PJB-ITS yang telah menjalin rasa kekeluargaan dan memebrikan semangat, motivasi selama menempuh kuliah program magister.
16. Seluruh Karyawan PT. PJB UP CIRATA pada umumnya dan Karyawan Departemen Operasi, Engineering dan Pemeliharaan pada khususnya telah memberikan tempat, kesempatan dan bimbingan kepada penulis untuk melakukan percobaan, analisa dan pengambilan data untuk keperluan Tesis.

17. Seluruh keluarga dan teman-teman yang telah memberi dukungan, bantuan, kebersamaan dan kerjasama dalam menempuh kuliah program magister.
18. Semua pihak yang belum disebutkan diatas yang telah membantu penulisan laporan tesis ini, baik itu berupa saran, doa, maupun dukungannya bagi penulis sehingga penyusunan tesis ini dapat terselesaikan dengan baik dan tepat waktu.

Penulis menyadari akan adanya kekurangan dalam penulisan laporan ini karena keterbatasan wawasan dan pengetahuan yang dimiliki penulis. Untuk itu saran dan kritik yang sifatnya membangun dari semua pihak sangat penulis harapkan agar dapat lebih baik di masa yang akan datang. Akhir kata penulis berharap semoga laporan ini dapat bermanfaat bagi penulis dan pembaca sekalian.

Wassalamu'alaikum Wr.Wb.

Surabaya, Juli 2018

Penulis

Halaman ini sengaja dikosongkan

## DAFTAR ISI

	Halaman
<b>HALAMAN JUDUL</b> .....	i
<b>LEMBAR PENGESAHAN</b> .....	iii
<b>ABSTRAK</b> .....	v
<b>ABSTRACT</b> .....	vii
<b>KATA PENGANTAR</b> .....	ix
<b>DAFTAR ISI</b> .....	xiii
<b>DAFTAR GAMBAR</b> .....	xvii
<b>DAFTAR TABEL</b> .....	xxi
<b>BAB 1 PENDAHULUAN</b> .....	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Perumusan Masalah .....	3
1.3 Maksud dan Tujuan .....	3
1.4 Manfaat .....	3
1.5 Batasan Masalah .....	4
<b>BAB II TINJAUAN PUSTAKA</b> .....	5
2.1 Penelitian Terdahulu .....	5
2.1.1 Hassan. Et al, (2017) .....	5
2.1.2 Abazar. Et al, (2011) .....	10
2.1.3 Jie Yang. Et al, (2014).....	14
2.1.4 Rifnaldi . Et al, (2014) .....	17
2.2 Sistem Pembangkit Listrik Tenaga Air Cirata .....	20
2.3 Sistem Pendingin <i>Open Loop</i> PLTA Cirata .....	21
2.3.1 Kelebihan Sistem Pendingin <i>Open Loop</i> PLTA Cirata.....	23
2.3.2 Kelemahan Sistem Pendingin <i>Open Loop</i> PLTA Cirata.....	23
2.3.3 Kondisi Operasional Sistem Pendingin PLTA Cirata.....	25
2.3.4 Analisa Penyebab Kerusakan Sistem Pendingin PLTA Cirata .....	25
2.4 Modifikasi Sistem Pendingin PLTA Cirata .....	26
2.4.1 Benefit Sistem <i>Close Loop</i> .....	28



2.4.2 Kelemahan System Close Loop .....	29
2.4.3 Spesifikasi <i>Heat Exchanger Shell and Tube</i> Antara Pada Sistem <i>Close Loop</i> .....	29
2.5 Dasar Teori .....	31
2.5.1 Koefisien Perpindahan Panas Sisi <i>Tube</i> .....	31
2.5.2 Koefisien Perpindahan Panas Sisi <i>Shell</i> .....	33
2.5.3 Koefisien Perpindahan Panas Menyeluruh .....	34
2.5.4 Beda Suhu Rata-Rata Logaritmik ( $\Delta T_{LMTD}$ ) .....	35
2.5.5 Faktor Koreksi $\Delta T_{LMTD}$ .....	36
2.5.6 Laju Perpindahan Panas <i>Heat Exchanger</i> .....	37
2.5.7 Analisa Pressure Drop Pada <i>Heat Exchanger Shell and Tube</i> .....	37
2.5.8 Analisa <i>Heat Exchanger</i> dengan Metode NTU-Efektivitas .....	38
2.5.9 Analisa Diameter <i>Shell</i> .....	40
2.5.10 Analisa <i>Cost Benefit Analysis</i> .....	40
<b>BAB III METODOLOGI PENELITIAN</b> .....	43
3.1 Metodologi Penelitian .....	43
3.1.1 Analisa Desain <i>Existing Heat Exchanger</i> Antara .....	43
3.1.2 Perencanaan <i>Heat Exchanger</i> Antara Desain Baru .....	43
3.1.3 Analisa Biaya <i>Heat Exchanger</i> .....	44
3.2 Perhitungan Beban Pendinginan Sistem <i>Open Loop</i> .....	45
3.2.1 Perhitungan Beban Pendinginan Berdasar Data Desain .....	45
3.2.2 Perhitungan Beban Pendinginan Berdasar Data <i>Commisioning</i> .....	51
3.2.3 Perhitungan beban pendinginan berdasar data pengukuran langsung .....	53
3.3 Perhitungan Temperatur Air Olah Masuk <i>Heat Exchanger</i> Antara Pada sistem <i>Close Loop</i> .....	56
3.3.1 Perhitungan Temperatur Air Olah Keluaran dari Tiap <i>Heat Exchanger</i> Berdasarkan Data Desain <i>Open Loop</i> dan <i>Close Loop</i> .....	57
3.4 Ringkasan Data Untuk CBA Sistem Pendingin Pada Generator Dan Bearing PLTA Cirata .....	59
3.5 Sistematika Penelitian .....	65
3.5.1 <i>Flowchart</i> Penelitian .....	65

3.5.2	<i>Flowchart Perancangan Heat Exchanger</i> .....	66
3.5.3	<i>Flowchart Cost Benefit Analysis Sistem Pendingin Open Loop dan Close Loop</i> .....	69
	<b>BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN</b> .....	71
4.1	Pemilihan <i>Heat Exchanger</i> .....	71
4.1.1	Pemilihan Tipe <i>Shell and Tube</i> .....	71
4.1.2	Pemilihan Material dan Dimensi <i>Tube</i> .....	73
4.2	Analisis Efektifitas <i>Heat Exchanger</i> Antara <i>Existing</i> .....	75
4.2.1	Perhitungan Beban Pendinginan Berdasar Data Desain .....	75
4.3	Analisa Perancangan Alat <i>Heat Exchanger</i> .....	77
4.3.1	Analisa Koefisien Perpindahan Kalor Menyeluruh.....	78
4.3.2	Analisa Perhitungan Jumlah dan Panjang <i>Tube</i> .....	83
4.3.3	Analisa Perhitungan <i>Pressure Drop</i> .....	86
4.3.4	Analisa Diameter <i>Shell</i> .....	87
4.3.5	Analisa Efektifitas <i>Heat Exchanger</i> Antara Redesain .....	88
4.3.6	Resume <i>Thermal Modeling</i> .....	88
4.3.7	Analisa Hasil Perhitungan Redesain <i>Heat Exchanger</i> Antara.....	90
4.3.8	Perhitungan Komputerisasi .....	95
4.4	System Pendingin Generator dan Bearing PLTA Cirata Melalui <i>Cost Benefit Analysis</i> .....	100
4.4.1	Analisa <i>Present Value</i> Biaya Sistem Pendingin Generator dan Bearing PLTA Cirata.....	100
	<b>BAB V KESIMPULAN DAN SARAN</b> .....	109
5.1	Kesimpulan.....	109
5.2	Kesimpulan.....	110
	<b>DAFTAR PUSTAKA</b> .....	111
	<b>LAMPIRAN</b> .....	113

Halaman ini sengaja dikosongkan

## DAFTAR GAMBAR

	Halaman
2.1 Perbandingan antara efektifitas – biaya antara usual dan <i>constructal heat exchanger shell and tube</i> .....	5
2.2 Perbandingan antara panjang <i>tube</i> , efektifitas dan total biaya (a) <i>usual heat exchanger</i> (b) <i>constructal heat exchanger</i> .....	6
2.3 Perbandingan jumlah <i>tube</i> , efektifitas dan total biaya (a) <i>usual heat exchanger</i> (b) <i>constructal heat exchanger</i> .....	7
2.4 Perbandingan antara diameter <i>tube</i> dengan efektifitas dan biaya (a) <i>usual heat exchanger</i> (b) <i>constructal heat exchanger</i> .....	8
2.5 Hubungan antara biaya operasional dan biaya investasi ( <i>thermal cost</i> ) dengan variasi diameter.....	10
2.6 Konfigurasi optimal susunan <i>heat exchanger shell and tube</i> dengan teori <i>constructal</i> .....	11
2.7 Hubungan antara total biaya dengan konfigurasi susunan <i>heat exchanger</i> yang disusun secara seri.....	12
2.8 Perbandingan biaya pada <i>heat exchanger</i> dengan <i>fluida destilated water &amp; raw water</i> antara referensi dengan teori <i>constructal</i> .....	13
2.9 Perbandingan biaya pada <i>heat exchanger</i> dengan <i>fluida kerosene &amp; crude oil</i> antara referensi dengan teori <i>constructal</i> .....	13
2.10 Perbandingan biaya pada penukar kalor dengan <i>fluida methanole &amp; sea water</i> antara referensi dengan teori <i>constructal</i> .....	14
2.11 Perbandingan biaya antara desai asli, genetic algoritma dan pendekatan yang dimodifikasi pada studi kasus pertama.....	16
2.12 Perbandingan biaya antara desai asli, genetic algoritma dan pendekatan yang dimodifikasi pada studi kasus kedua.....	16
2.13 Perbandingan biaya antara desai asli, genetic algoritma dan pendekatan yang dimodifikasi pada studi kasus ketiga.....	17
2.14 Sistem water way PLTA Cirata.....	20
2.15 Skema sistem pembangkit dan sistem pendingin PLTA Cirata.....	22

2.16	Skema sistem pendingin <i>open loop</i> PLTA Cirata.....	22
2.17	Air cooler generator PLTA Cirata .....	24
2.18	<i>Oil cooler thrust bearing</i> PLTA Cirata .....	24
2.19	Skema sistem close loop unit 1 PLTA Cirata .....	27
2.20	HE antara sistem <i>close loop</i> PLTA Cirata .....	27
2.21	Skema sistem close loop dengan penggunaan <i>coling tower</i> pada <i>sisi inner loop</i> .....	28
2.22	Perpindahan kalor menyeluruh yang dinyatakan dengan beda suhu limbak	31
2.23	Tahanan <i>thermal</i> pada <i>tube</i> .....	34
2.24	Alat <i>heat exchanger Shell and Tube</i> aliran searah .....	36
2.25	<i>Logarithmic mean temperature difference correction factor for the shell-and-tube penukar kalor with one shell pass and two tube passes</i> .....	37
3.1	Skema neraca energi <i>air cooler generator</i> berdasarkan data desain Cirata	.48
3.2	Skema neraca energi <i>oil cooler generator thrust bearing</i> berdasarkan data desain.....	49
3.3	Skema neraca energi <i>oil cooler turbin guide bearing</i> berdasarkan data desain .....	50
3.4	Skema neraca energi dan aliran pendingin sistem <i>Open Loop</i> berdasarkan data desain .....	51
3.5	Skema neraca energi dan aliran pendingin sistem <i>Open Loop</i> berdasarkan data <i>commissioning</i> .....	53
3.6	Skema neraca energi dan aliran pendingin sistem <i>open loop</i> berdasarkan data pengukuran langsung .....	56
3.7	Skema neraca energi dan aliran pendingin sistem <i>close loop</i> berdasarkan data beban tertinggi.....	58
3.8	Histori inflasi 2008-2017 diindonesia .....	59
4.1	<i>Front end</i> tipe A .....	72
4.2	Rear end tipe S .....	72
4.3	<i>Shell</i> tipe E .....	72
4.4	Hubungan angka <i>reynolds</i> dengan diameter <i>tube</i> pada <i>heat exchanger shell and tube</i> .....	91

4.5	Hubungan angka <i>nusselt</i> dengan diameter <i>tube</i> pada <i>heat exchanger shell and tube</i> .....	92
4.6	Hubungan koefisien perpindahan panas dengan diameter <i>tube</i> pada <i>heat exchanger shell and tube</i> .....	93
4.7	Hubungan luas perpindahan panas, jumlah <i>tube</i> dengan diameter <i>tube</i> pada <i>heat exchanger shell and tube</i> .....	94
4.8	Hubungan <i>pressure drop</i> dengan diameter <i>tube</i> pada <i>heat exchanger shell and tube</i> .....	95
4.9	Drawing <i>heat exchanger</i> antara redesain .....	98
4.10	Setting plan drawing alat <i>heat exchanger</i> antara redesain .....	99
4.11	<i>Tube layout drawing</i> alat <i>heat exchanger</i> redesain .....	99
4.12	PV total biaya sistem pendingin PLTA per unit .....	105

Halaman ini sengaja dikosongkan

## DAFTAR TABEL

	Halaman
2.1 Titik optimal usual dan <i>constructal heat exchanger</i> .....	9
2.2 Hasil optimasi pada HE E-1111, E-1107 dan E-1102 .....	19
2.3 Benefit sistem <i>close loop</i> .....	29
2.4 Data perhitungan <i>heat exchanger shell and tube</i> antara .....	30
2.5 Hasil perhitungan <i>heat exchanger shell and tube</i> antara desain <i>existing</i> ....	30
3.1 Data desain pendingin sisi suplai air <i>draft tube</i> .....	46
3.2 Data desain pendingin sisi <i>heat exchanger</i> .....	46
3.3 Data desain <i>air cooler generator</i> .....	47
3.4 Data beban pendinginan <i>air cooler generator</i> berdasarkan data desain.....	47
3.5 Data beban pendinginan <i>oil cooler generator thrust bearing</i> berdasarkan data desain <i>heat exchanger</i> .....	48
3.6 Data beban pendinginan <i>oil cooler turbin guide bearing</i> berdasarkan data desain .....	49
3.7 Data total beban pendinginan sistem <i>open loop</i> berdasarkan data desain ...	51
3.8 Data beban pendinginan masing masing <i>heat exchanger</i> berdasarkan data <i>commisioning</i> .....	52
3.9 Data total beban pendinginan sistem <i>open loop</i> berdasarkan data <i>commisioning</i> .....	52
3.10 Data pengukuran debit air pendingin .....	54
3.11 Data pengukuran temperatur air pendingin.....	54
3.12 Data beban pendinginan masing masing <i>heat exchanger</i> berdasarkan data pengukuran langsung .....	55
3.13 Data beban pendinginan sistem <i>open loop</i> berdasarkan data pengukuran langsung .....	58
3.14 Data perhitungan air olah masuk <i>heat exchanger</i> Antara pada sistem <i>close loop</i> berdasarkan data beban tertinggi .....	58
3.15 Daya pompa untuk sistem <i>close loop</i> .....	59
3.16 Histori <i>interest rate</i> tahun 1997-2016 di indonesia .....	60
3.17 Histori penggantian <i>air cooler generator</i> PLTA Cirata .....	61



3.18	Histori penggantian <i>oil cooler turbin guide bearing generator</i> PLTA Cirata .....	62
3.19	Histori penggantian <i>oil cooler generator thrust bearing</i> PLTA Cirata .....	63
3.20	Jam operasi unit PLTA Cirata .....	64
4.1	Spesifikasi material ASTM C70600 .....	73
4.2	Perbandingan volume <i>heat exchanger</i> .....	75
4.3	Data perhitungan efektifitas <i>heat exchanger shell &amp; tube</i> antara <i>existing</i> ..	77
4.4	Data perhitungan <i>heat exchanger shell &amp; tube</i> redesain.....	78
4.5	Data hasil perhitungan angka <i>reynolds</i> sisi <i>tube</i> pada redesain <i>heat exchanger</i> antara <i>close loop</i> .....	79
4.6	Data hasil perhitungan angka <i>nusselt</i> sisi <i>tube</i> pada redesain <i>heat exchanger</i> antara <i>close loop</i> .....	79
4.7	Data hasil perhitungan koefisien perpindahan panas sisi <i>tube</i> pada redesain <i>heat exchanger</i> antara <i>close loop</i> .....	80
4.8	Data hasil perhitungan angka <i>reynolds</i> sisi <i>shell</i> pada redesain <i>heat exchanger</i> antara <i>close loop</i> .....	81
4.9	Data hasil perhitungan angka <i>nusselt</i> sisi <i>shell</i> pada redesain <i>heat exchanger</i> antara <i>close loop</i> .....	82
4.10	Data hasil perhitungan koefisien perpindahan panas sisi <i>shell</i> pada redesain <i>heat exchanger</i> antara <i>close loop</i> .....	82
4.11	Data hasil perhitungan koefisien perpindahan panas menyeluruh pada redesain <i>heat exchanger</i> antara <i>close loop</i> .....	83
4.12	Data hasil perhitungan jumlah <i>tube</i> pada redesain <i>heat exchanger</i> antara <i>close loop</i> .....	84
4.13	Data hasil perhitungan total jumlah <i>tube</i> pada redesain <i>heat exchanger</i> antara <i>close loop</i> .....	86
4.14	Data hasil perhitungan <i>pressure drop</i> sisi <i>shell</i> dan sisi <i>tube</i> pada redesain <i>heat exchanger</i> antara <i>close loop</i> .....	87
4.15	Data hasil perhitungan diameter <i>shell</i> pada redesain <i>heat exchanger</i> antara <i>close loop</i> .....	87
4.16	Data hasil analisis efektifitas <i>heat exchanger</i> antara redesain pada sistem <i>close loop</i> .....	88

4.17 Perbandingan <i>thermal performance</i> pada hasil <i>redesain</i> .....	89
4.18 Perbandingan antara desain <i>existing</i> dengan <i>new desain</i> .....	90
4.19 Data hasil performansi <i>redesain</i> alat <i>heat exchanger</i> sistem <i>close loop</i> melalui program HTRI .....	96
4.20 Perbandingan hasil perancangan hitung manual dan program HTRI.....	97
4.21 PV biaya <i>heat exchanger</i> dan instalasi sistem <i>close loop</i> .....	101
4.22 PV total biaya sistem pendingin <i>Open Loop</i> dengan <i>air cooler generator</i> CuNi PLTA per unit .....	102
4.23 PV total biaya sistem pendingin <i>Open Loop</i> dengan <i>air cooler generator</i> SS PLTA per unit .....	102
4.24 PV total biaya sistem pendingin <i>close loop existing</i> PLTA per unit .....	103
4.25 PV total biaya sistem pendingin <i>close loop redesain 1/2"</i> PLTA per unit .....	103
4.26 PV total biaya sistem pendingin <i>close loop redesain 5/8"</i> PLTA per unit .....	104
4.27 PV total biaya sistem pendingin <i>close loop redesain 3/4"</i> PLTA per unit .....	104
4.28 PV total biaya sistem pendingin PLTA per unit .....	105
4.29 Perbandingan PV sistem pendingin generator dan bearing PLTA Cirata per unit.....	106
4.30 Presentase perbandingan harga <i>heat exchanger</i> antara <i>redesain</i> .....	107

Halaman ini sengaja dikosongkan

# BAB I

## PENDAHULUAN

### 1.1. Latar Belakang

PT. Pembangkitan Jawa Bali Unit Pembangkitan Cirata adalah salah satu pembangkit listrik dengan memanfaatkan energy potensial air. PLTA Cirata mempunyai kapasitas terpasang sebesar 1008 MW, terdiri dari 8 unit pembangkit dengan kapasitas masing-masing 126 MW dan merupakan PLTA terbesar di Asia Tenggara. PLTA Cirata mempunyai peranan penting dalam sistem keelektrikan Jawa Bali yaitu sebagai penstabil frekuensi dan mempunyai fasilitas line charging saat terjadi black out. Tiap tahunnya UP Cirata mampu menghasilkan energi listrik rata-rata sebesar 1428 GWh atau setara dengan 428.000 ton bahan bakar yang digunakan oleh unit thermal. Dalam proses produksi listrik di PLTA Cirata digunakan beberapa peralatan utama yaitu Turbin dan Generator. Disamping beberapa peralatan utama tersebut digunakan beberapa peralatan bantu seperti sistem pendingin, sistem udara tekan dll.

Desain sistem pendingin pada generator dan bearing PLTA Cirata yaitu menggunakan sistem pendingin *Open Loop*, Dimana fluida pendinginnya dengan menggunakan air dari *draft tube* yang dipompakan ke *Air Cooler Generator*, *Oil Cooler Generator Thrust Bearing*, *Oil Cooler Turbin Guide Bearing* dan *Oil Cooler Governor*. Dengan bertambahnya waktu terjadi penurunan kualitas air di bendungan Cirata, dikarenakan usaha perikanan yang melebihi batas yang diijinkan ditambah dengan polusi air dari industri dan limbah dari masyarakat umum. Dengan kondisi kualitas air yang buruk sistem *open loop* terdapat beberapa kelemahan yang mengakibatkan penurunan kehandalan PLTA Cirata. Antara lain tingginya tingkat laju korosi serta abrasi pada piping dan peralatan (HE) *heat exchanger* (*Air Cooler Generator*, *Oil Cooler GTB* dan *Oil cooler TGB*). Kondisi tersebut menyebabkan gangguan terhadap kesiapan, keandalan dan keamanan peralatan unit. Dengan latar belakang permasalahan tersebut tim OME PLTA Cirata (operasi, pemeliharaan, engineering) telah mengambil tindakan untuk

Halaman ini sengaja dikosongkan

mengatasi kondisi tersebut yaitu dengan melakukan *improvement* merubah sistem *open loop* menjadi sistem *close loop* di sistem pendingin unit 1.

Dengan melakukan *improvement* sistem pendingin menjadi sistem *close loop* terbukti mampu meningkatkan *life time* dari *air cooler* generator unit 1 menjadi lebih panjang. Kondisi saat ini sistem *close loop* unit 1 yang ada hanya untuk dimanfaatkan untuk melayani sistem pendinginan pada *air cooler* generator, sedangkan pada generator *thrust bearing* dan *turbin guide bearing* masih menggunakan sistem pendingin *open loop*. Dengan tujuan meningkatkan *life time air cooler* di beberapa unit pembangkit dicirata saat ini telah melakukan *improvement* dengan melakukan penggantian *air cooler* dengan material *stainless steel*. Dengan kondisi yang dijelaskan sebelumnya saat ini terdapat 3 sistem pendingin generator dan bearing pada PLTA Cirata. Latar belakang penelitian ini diantaranya mengoptimalkan sistem *close loop* unit 1 sehingga dapat digunakan untuk melayani seluruh *heat exchanger* dengan menaikkan efektifitas *thermal* dan penurunan biaya. Kedua mengevaluasi sistem pendingin di Cirata dengan menganalisa sistem *close loop* dan *open loop*. Dimana tujuan akhir dalam penelitian ini didapatkan sistem pendingin teroptimal dalam mengatasi permasalahan sistem pendingin yang sejalan dengan penurunan biaya penyediaan listrik (BPP) di PLTA Cirata.

Penelitian mengenai analisa optimasi kinerja *heat exchanger* sebelumnya telah dilakukan dengan menggunakan beberapa teknik optimasi seperti menggunakan teori konstruktual dengan pendekatan standar TEMA, *particle swarm optimization*, *economic optimization* dan metode *genetic algorithms* (GA). Hassan, Et. Al (2017) melakukan analisa optimasi kinerja *shell and tube heat exchanger* berdasarkan teori *constructal*. Efektifitas *thermal* dan biaya minimum pada *shell and tube heat exchanger* digunakan sebagai fungsi obyektif, dimana kedua parameter tersebut mempunyai hubungan yang saling bertentangan satu sama lain didalam mendesain penukar kalor. Histori biaya dan efektifitas secara simultan digunakan sebagai fungsi obyektif dalam penelitian ini, selanjutnya analisa batasan variable keputusan dilakukan secara detail selama optimasi kedua fungsi parameter tersebut. *Genetic algoritma* digabungkan dengan teori *constructal* digunakan untuk menyesuaikan parameter mekanis dan aliran untuk

mendapatkan nilai optimal dari fungsi objektif. **Abazar Vahdat, Et. Al. (2011)** melakukan analisa mengenai perancangan *shell and tube heat exchanger* menggunakan teori *constructal* dengan tujuan optimasi *heat exchanger* dengan mengurangi total biaya produksi *heat exchanger*. Penelitian ini dilakukan dengan memodelkan perpindahan panas pada *double tube heat exchanger* dengan dengan melakukan variasi faktor thermal meliputi diameter *tube*, panjang *tube*, jumlah *tube* dan jumlah *baffle* selanjutnya dilakukan didapatkan nilai parameter parameter pengukuran dan dilakukan analisa hasilnya. Dimana didapatkan hasil untuk mendapatkan beban perpindahan panas yang sama penurunan diameter *tube* dan panjang *tube* dicari titik paling optimal untuk mendapatkan efektifitas thermal dan biaya yang terbaik.

## 1.2. Perumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang yang diuraikan diatas, maka rumusan masalah dapat ditentukan sebagai berikut.

1. Analisis total beban pendinginan berdasarkan data desain, comisioning dan kondisi terkini pada *Air Cooler Generator, Oil Cooler GTB* dan *Oil Cooler TGB*.
2. Analisis unjuk kerja (effektifitas) *heat exchanger* pada sistem pendingin *close loop* unit satu.
3. *Thermal modeling* untuk redesain *shell and tube heat exchanger* melalui variasi diameter tube 1/2", 5/8" dan 3/4".
4. Validasi hasil redesain *heat exchanger* melalui analisa komputerisasi *heat transfer research inc.(HTRI)*.
5. *Cost benefit analysis* sistem pendingin *close loop* dan *open loop* melalui metode *net present value* (NPV)

## 1.3. Maksud Dan Tujuan

Adapun maksud dan tujuan dari optimasi dan evaluasi sistem pendingin *close loop* dan *open loop* di PLTA cirata adalah sebagai berikut

1. Mengetahui unjuk kerja *heat exchanger* antara pada sistem pendingin *close loop* unit 1.

## BAB V

### KESIMPULAN DAN SARAN

#### 5.1 Kesimpulan

Dalam optimasi dan evaluasi sistem pendingin pada generator dan bearing pada PLTA ini dapat ditarik kesimpulan adalah sebagai berikut:

1. Terjadi penurunan efektifitas *heat exchanger* antara sebesar 32,3% ( $\mathcal{E}_A=0,21$ ;  $\mathcal{E}_D=0,31$ ) dan penurunan koefisien perpindahan panas menyeluruh sebesar 26,9% ( $U_{\text{desain}} = 904,52 \text{ W/m}^2.\text{C}$  dan  $U_{\text{aktual}} 661,0 \text{ W/m}^2.\text{C}$ ). Dengan melihat visual *heat exchanger* ketika pemeliharaan kondisi ini kemungkinan besar diakibatkan tinginya laju fouling pada *heat exchanger* antara.
2. Hasil optimasi sistem pendingin *close loop* dengan redesain *heat exchanger* diperoleh nilai efektifitas  $\mathcal{E} = 0,42$  dengan total duty 2822.68 kW.
3. Pengaruh variasi diameter *tube* (1/2", 5/8", 3/4") dalam redesain *heat exchanger* antara terhadap *heat exchanger performace* adalah sebagai berikut:
  - a. Semakin besar diameter *tube* mengakibatkan penurunan koefisien perpindahan panas menyeluruh sehingga berakibat meningkatkan luas permukaan perpindahan panas. Besarnya penurunan koefisien perpindahan panas pada peningkatan diameter *tube* 1/2" ke 5/8" sebesar 5,3% dan untuk peningkatan diameter *tube* dari 5/8" ke 3/4" sebesar 10,6%.
  - b. Hubungan variasi diameter *tube* dan biaya dalam redesain *heat exchanger* antara di PLTA Cirata yaitu dengan semakin kecil diameter *tube* maka biaya produksi *heat exchanger* semakin menurun. Kondisi ini disebabkan karena peningkatan koefisien perpindahan panas menyeluruh mengakibatkan penurunan luas permukaan perpindahan panas dan biaya material *heat exchanger*. Besarnya penurunan luas area permukaan perpindahan panas untuk penurunan diameter *tube* dari 3/4" ke 5/8" sebesar 11,23% dan untuk diameter *tube* dari 5/8" ke 1/2" sebesar 6,1%.
4. Hasil evaluasi sistem pendingin pada generator dan bearing PLTA Cirata melalui *cost benefit analysis* adalah sebagai berikut:



- a. Menurunnya diameter *tube* yang digunakan mengakibatkan penurunan biaya produksi *heat exchanger*. Hal ini disebabkan oleh penurunan total biaya material yang digunakan akibat berkurangnya luas permukaan perpindahan panas. Besarnya penurunan biaya pada penggunaan diameter tube 5/8" ke 1/2" sebesar 2,18% dan pada diameter 3/4" ke 1/2" sebesar 4,07%.
- b. Dengan mengoptimalkan sistem pendingin *close loop* unit satu didapatkan total penurunan biaya sebesar 7,15% atau sebesar Rp. 768.705.901,- jika dibandingkan sistem pendingin *close loop existing*.
- c. Dengan melihat kondisi penurunan kualitas air waduk, sistem pendingin *close loop* dapat digunakan sebagai alternative solusi dimasa depan untuk mengatasi permasalahan pendingin generator dan bearing PLTA Cirata.
- d. Biaya sistem pendingin terendah pada generator dan bearing saat ini adalah sistem pendingin *open loop* dengan menggunakan *Air Cooler Generator Stainless Steel* dengan catatan life time *air cooler SS* setara dengan life time *heat exchanger* pada sistem *close loop*. Dimana mampu menurunkan total biaya sebesar Rp. 462,164.932,- per unit atau sekitar 6.41% dibanding sistem pendingin *open loop* dengan *air cooler CuNi* dan lebih rendah Rp. 3,079,866,354,- atau sekitar 49.13% dibanding sistem *close loop existing*.

## 5.2 Saran

Saran yang dapat diberikan setelah melakukan penelitian ini dan untuk pengembangan lebih lanjut penulis memberikan saran sbb:

1. Untuk mempertahankan efektifitas *heat exchanger* perlu dilakukan analisa efektifitas secara *real time* untuk menentukan *timing cleaning fouling* alat HE yang paling tepat.
2. Perlunya kalibrasi *flow sensor* pada masing masing *heat exchanger* sebagai acuan dalam pengaturan debit fluida dalam upaya mempertahankan kinerja masing masing *heat exchanger*.
3. Perlunya penambahan sensor temperature pada posisi in dan out *heat exchanger* sisi fluida pendingin sebagai data untuk analisa kinerja *heat exchanger* secara *real time*.

4. Evaluasi berkelanjutan pada sistem pendingin generator dan bearing PLTA cirata sesuai *update* histori pemeliharaan sistem pendingin, sehingga diperoleh hasil sistem pendingin yang lebih optimal dari evaluasi sebelumnya.

Halaman ini sengaja dikosongkan

## BAB III

### METODOLOGI PENELITIAN

#### 3.1 Metodologi Penelitian

Analisa dalam penelitian ini meliputi analisa perpindahan panas desain *heat exchanger existing* pada sistem *close loop*, analisa perancangan ulang (optimasi desain) *heat exchanger* antara dan *cost benefit analysis* pada sistem pendingin *open loop*, *close loop existing* dan redesain. Pada proses redesain *heat exchanger* antara *close loop* dilakukan melalui perhitungan termodinamika dan perpindahan panas. Untuk CBA dalam penelitian ini dilakukan melalui metode *net present value*.

##### 3.1.1. Analisa Efektifitas *Heat Exchanger* Antara pada Sistem *Close Loop Existing*

Untuk melakukan desain ulang pada *heat exchanger* antara sistem *close loop*, langkah pertama yang dilakukan adalah dengan analisa performa dari *heat exchanger* antara desain *existing*, yaitu melalui analisa data temperatur dan dimensi dari *heat exchanger* antara *existing* pada desain dan kondisi aktual. Metode yang digunakan untuk analisa efektifitas *heat exchanger* adalah metode NTU. Dimana semakin besar nilai NTU maka nilai *effectiveness* nya akan semakin besar. Hal tersebut sesuai dengan persamaan  $\varepsilon = f(\text{NTU}, \text{Cr})$ . Selanjutnya adalah melakukan perhitungan total beban pendinginan yang dapat diterima oleh HE antara berdasarkan data dimensi *heat exchanger*. Jika diperoleh total beban pendinginan maksimum lebih rendah dibanding kebutuhan seharusnya, maka selanjutnya dilakukan redesain *heat exchanger* antara untuk didapatkan total beban pendinginan yang lebih besar.

##### 3.1.2 Perencanaan *Heat Exchanger* Antara Desain Baru

Perencanaan dilakukan untuk mendapatkan spesifikasi *heat exchanger shell and tube* antara yang mampu melayani seluruh beban pendinginan pada *air cooler generator*, *oil cooler GTB* dan *oil cooler TGB*. Redesain dilakukan dengan melakukan *trial and error* desain *heat exchanger* antara melalui perhitungan

thermodynamika dan perpindahan panas dengan mengacu standard TEMA sehingga diperoleh nilai efektifitas dan biaya *heat exchanger* yang paling optimal. Hasil yang akan diperoleh dari perencanaan *heat exchanger* ini adalah spesifikasi *heat exchanger* antara (jumlah *tube*, diameter *tube* dan diameter *shell*) untuk performa (effektifitas) dan biaya *heat exchanger* antara yang paling optimum berdasarkan batasan yang telah ditetapkan. Berikut adalah langkah-langkah dalam perencanaan *heat exchanger* antara tersebut :

1. Mendapatkan propertis dari masing-masing fluida dengan variabel yang sudah diketahui.
2. Mencari beban pendinginan dari masing masing *heat exchanger* (*air cooler generator*, *oil cooler GTB* dan *oil cooler TGB*) berdasarkan data desain, *commissioning* dan kondisi aktual sekarang dari masing – masing propertis fluida yang diperoleh.
3. Analisis perhitungan thermodynamika dan perpindahan panas untuk mendapatkan konfigurasi spesifikasi *heat exchanger* antara desain baru.
4. Menetapkan dan menganalisa konfigurasi yang optimal pada desain baru sesuai dengan batasan yang ada.
5. Menganalisa efektifitas dari konfigurasi *heat exchanger* antara yang baru.
6. Membandingkan hasil redesain dengan kondisi awal *heat exchanger* antara

Dari redesain *heat exchanger* antara tersebut terdapat beberapa variabel tetap dalam perencanaan yaitu temperatur air *darft tube* masuk  $T_{ci}$  dan temperatur air olah masuk  $T_{hi}$ . Selain itu redesain *heat exchanger* antara baru terdapat beberapa batasan lainya diantaranya panjang *tube*, pitch *tube* dan diameter *shell* maksimum akibat dari volume ruangan yang tersedia. Karena PLTA Cirata mempunyai fasilitas *line charging* debit fluida air olah dan debit air *daraft tube* harus mengikuti kondisi aktual sekarang sehingga daya pemakian sendiri tidak meningkat melebihi kapasitas genset & PLTS yang terpasang..

### **3.1.3 Cost Benefit Analysis Pada Heat Exchanger Antara**

Berdasarkan refrensi penelitian sebelumnya analisa biaya dilakukan untuk mendapatkan total biaya *heat exchanger* antara meliputi biaya investasi dan biaya operasi selama umur operasi (*life time*) *heat exchanger* antara yang dalam

penelitian ini ditentukan selama 20 tahun. Selanjutnya total biaya *heat exchanger* antara desain baru dibandingkan dengan total biaya pada sistem pendingin yang berbeda, diantaranya yaitu dengan sistem pendingin *close loop* desain *existing*, *close loop* redesain dan sistem *open loop*. Metode CBA yang digunakan adalah metode *net present value* (NPV), yaitu mengkalkulasi selisih antara nilai sekarang (PV) biaya investasi dan biaya operasi dengan total pendapatan yang diterima di masa yang akan datang pada nilai sekarang. Hasil dari perbandingan biaya tersebut didapatkan metode sistem pendingin untuk generator dan bearing dengan biaya yang paling rendah, sehingga dapat digunakan sebagai referensi dalam memilih metode sistem pendingin yang tepat untuk mendukung penurunan biaya pokok penyediaan listrik (BPP) di PLTA Cirata. Berikut adalah langkah-langkah dalam analisa biaya *heat exchanger*:

1. Menghitung total biaya *heat exchanger shell and tube* antara desain baru melalui variasi diameter *tube* yang digunakan (3/4", 5/8" dan 1/2" berdasarkan biaya operasi (KWH Listrik), histori biaya pengantian seluruh *heat exchanger* dan investasi awal geometri hasil re-desain pada sistem *close loop*.
2. Menghitung total biaya pada sistem pendingin *open loop* yang menggunakan teknologi *air cooler generator stainless steel* berdasarkan biaya operasi dan histori biaya pengantian seluruh *heat exchanger*.
3. Membandingkan hasil perhitungan biaya pada sistem pendingin *close loop* dengan *heat exchanger* antara desain baru dan sistem *open loop* yang menggunakan *air cooler generator* dengan material *stainless steel* dan CuNi melalui metode PV.

### **3.2 Perhitungan Beban Pendinginan Sistem *Open Loop***

#### **3.2.1 Perhitungan Beban Pendinginan Berdasarkan Data Desain**

Data yang digunakan dalam perhitungan neraca energi adalah pengukuran langsung, data *commissioning* dan data desain sistem pendingin unit 1. Berikut adalah data *commissioning*, data desain, data pengukuran langsung, sifat sifat fluida dan perhitungan beban pendinginan pada masing masing kalor.

Data desain sistem pendingin PLTA Cirata hanya memuat nilai operasi normal dan nilai maksimum yang diijinkan. Data tersebut dapat dilihat pada tabel di bawah ini.

Tabel 3.1 Data desain pendingin sisi suplai air *draft tube*

<i>Equipment</i>	<i>Rating</i>	<i>Unit Condition</i>	<i>Information</i>
<i>Cooling Water Supply Pump</i>	<i>132 kW x 2 (redundan) Q=720 m<sup>3</sup> /H</i>	<i>WGA : &gt; 2,0m/s</i>	<i>WGA: Wtr.Gen.Air Cooler</i>
		<i>WGT : &gt; 2,0 m/s</i>	<i>WGT: Wtr. Gen Thrust. Bearing</i>
		<i>WTG : &gt; 1,0 m/s</i>	<i>WTG: Wtr. Turbine Guide Bearing</i>
		<i>WGC : &gt; 1,0 m/s</i>	<i>WGC: Wtr. Governor Cooler</i>
<i>Automatic Strainer For Colling Water Supply</i>	<i>0,075 kW x 2 (redundan)</i>	<i>Max. pressure drop:1,2 bar</i>	

(PLTA Cirata., 1987)

Tabel 3.2 Data desain pendingin sisi *heat exchanger*

<i>Particulars</i>	<i>Normal Opration Range</i>	<i>Permissive Limit</i>
<i>Turbine</i>		
<i>Cooling Water for</i>	1,4 m/s	1,0 m/s
<i>Turbin Guide Bearing (TGB)</i>	116 L/min	83 L/min
<i>Bearing Temperature</i>	65 °C	<68 °C
<i>Govenor</i>		
<i>Cooling Water</i>	1,3 m/s	1,0 m/s
	108 L/min	83 L/min
<i>Strainer</i>		
<i>Inlet Presure</i>	12,5-14,0 Bar	
<i>Outlet Presure</i>	12,5-14,0 Bar	
<i>Presure Diference</i>	-	-1,2 Bar
<i>Generator</i>		
<i>Generator stator</i>	< 110 °C	79 °C
<i>Generator rotor</i>	-	90 °C
<i>Gen.cooler warm air</i>	-	75 °C
<i>Gen cooler cold air</i>	-	45 °C
<i>Cooling water</i>		
<i>Thrust &amp; guide bearing</i>	2,5 m/s	2 m/s
	1298 L/min	924 L/min
<i>Air cooler</i>	2,5 m/s	2 m/s
	5195 L/min	4156 L/min

(PLTA Cirata., 1987)

Tabel 3.3 Data desain *air cooler generator*

<b>DATA DESAIN AIR COOLER GENERATOR</b>	
<i>Thermal rating</i>	1710 kW
<i>Air volume flow</i>	67,2 m <sup>3</sup> /s
<i>Air inlet temperature</i>	62 °C
<i>Air outlet temperature</i>	37 °C
<i>Pressure air inside</i>	90 °C
<i>Cooling water flow</i>	408 m <sup>3</sup> /h
<i>Cooling water inlet temp</i>	26 °C
<i>Cooling water outlet temp</i>	29,6 °C
<i>Pressure drop water side</i>	22,6 KPa
<i>Test pressure/admisable</i>	12 Bar
<i>Connection water side</i>	DN 80 DIN2633
<i>Mass per cooling element</i>	330 Kg
<i>Tube material</i>	Cu Ni 10 Fe

(PLTA Cirata., 1987)

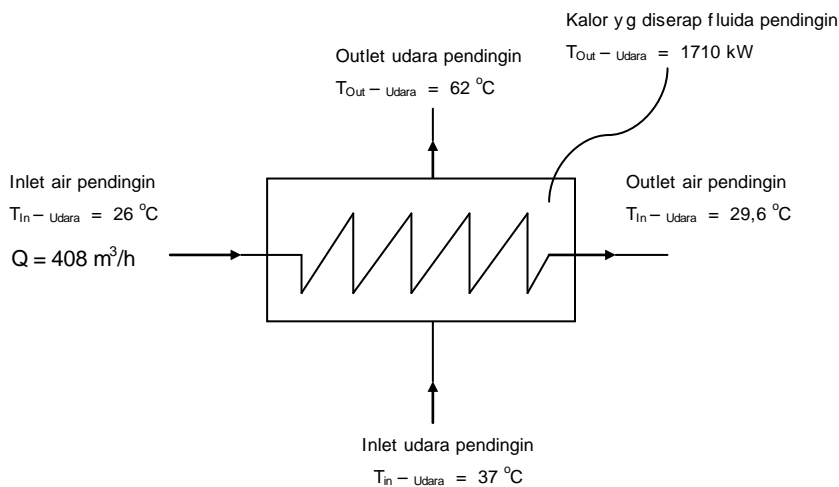
#### **Perhitungan beban pendinginan pada *air cooler generator***

Besarnya beban pendinginan total / energi total dapat ditentukan dengan persamaan 2.1 dan 2.2 :

Tabel 3.4 Data beban pendinginan *air cooler generator* berdasarkan data desain

<b>HE Air Cooler Generator</b>		
Keterangan	Nilai	Satuan
Debit Air Draft Tube in (Q)	408	m <sup>3</sup> /h
Temperatur Air Draft Tube: Tin	26	°C
Air Draft Tube: Tout	29,6	°C
Beda Temperatur ( $\Delta T$ )	3,6	°C
Temperatur Rata-rata	300,8	K
Massa Jenis ( $\rho$ )	995,99	kg/m <sup>3</sup>
Laju Aliran Massa (mc)	112,879	kg/s
<i>Specific Heat</i> (CP)	4,179	kJ/kg.K
Viskositas ( $\mu$ )	0,000842	N.s/m <sup>2</sup>
Beban Pendinginan (q)	1710	kW





Gambar 3.1 Skema neraca energi *air cooler generator* berdasarkan data desain

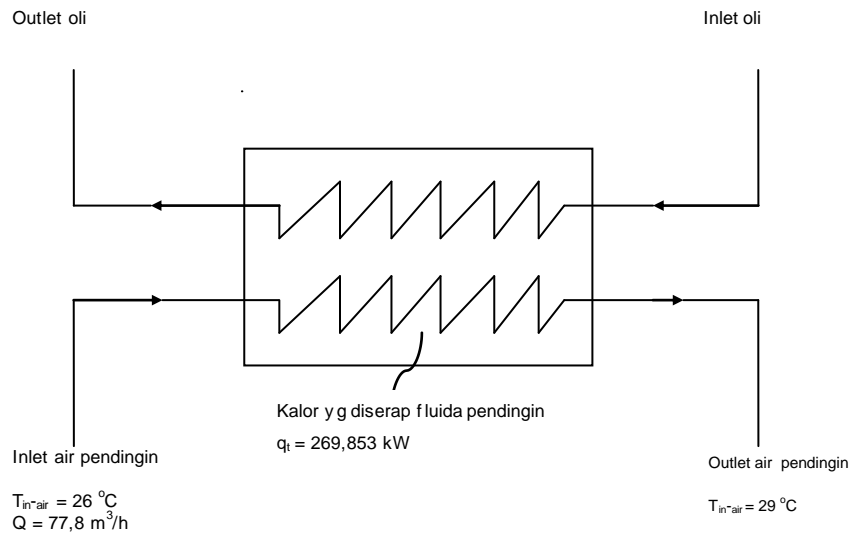
Dibandingkan dengan ketiga heat exchanger lainya *air cooler generator* mempunyai beban pendinginan yang paling besar untuk kondisi operasi yang sama, yaitu sebesar 1698,2 kW dengan debit air pendingin sebesar 408 m<sup>3</sup>/h. *Air cooler generator* tersebut berfungsi mendinginkan generator dengan cara mendinginkan udara didalam ruang generator. *Heat exchanger* yang digunakan adalah tipe radiator (*compact heat exchanger*).

### Perhitungan beban pendinginan pada *oil cooler generator thrust bearing*

Besarnya beban pendinginan total / energi total dapat ditentukan dengan persamaan 2.1 dan 2.2 :

Tabel 3.5 Data beban pendinginan *oil cooler generator thrust bearing* berdasarkan data desain

<b>HE Oil Cooler Thrust Bearing</b>		
Keterangan	Nilai	Satuan
Debit Air Draft Tube in (Q)	77,8	m <sup>3</sup> /h
Temperatur Air Draft Tube: Tin	26	°C
Air Draft Tube: Tout	29	°C
Beda Temperatur (ΔT)	3	°C
Temperatur Rata-rata	300,5	K
Massa Jenis (ρ)	995,99	kg/m <sup>3</sup>
Laju Aliran Massa (mc)	21,525	kg/s
<i>Specific Heat</i> (CP)	4,179	kJ/kg.K
Viskositas (μ)	0,000842	N.s/m <sup>2</sup>
Beban Pendinginan (q)	269,853	kW



Gambar 3.2 Skema neraca energi *oil cooler generator thrust bearing* berdasarkan data desain

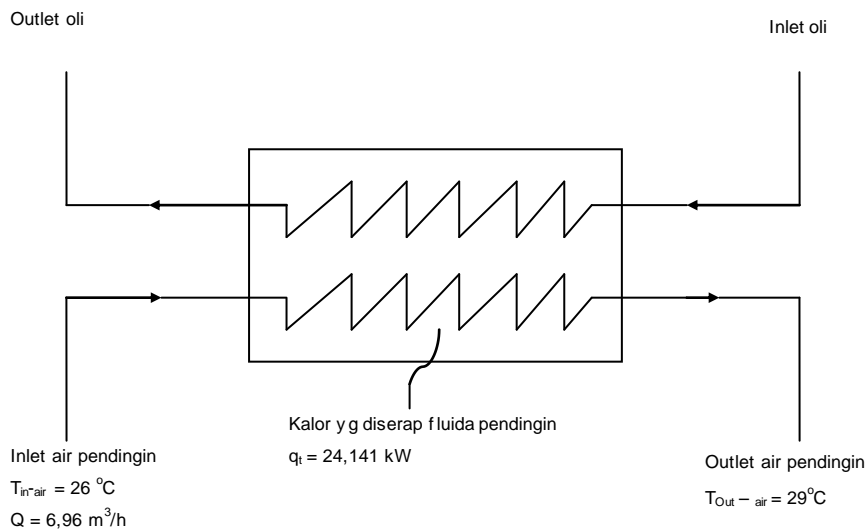
Pada *oil cooler thrust bearing*, kalor yang harus dibuang oleh air pendingin sebesar 269,853 kW dengan debit air pendingin sebesar 77,6m<sup>3</sup>/h. *oil cooler thrust bearing* tersebut digunakan untuk mendinginkan oli pada *thrust bearing generator*. *Heat exchanger* yang digunakan untuk *oil cooler thrust bearing* tersebut adalah tipe cangkang dan pipa (*shell & tube*).

### Perhitungan beban pendinginan pada *oil cooler turbin guide bearing*

Besarnya beban pendinginan total / energi total dapat ditentukan dengan persamaan 2.1 dan 2.2:

Tabel 3.6 Data beban pendinginan *oil cooler turbin guide bearing* berdasarkan data desain

HE Oil Cooler Turbin Guide Bearing		
Nama Fluida	Nilai	Satuan
Debit Air Draft Tube in(Q)	6,96	m <sup>3</sup> /h
Temperatur Air Draft Tube: T <sub>in</sub>	26	<sup>0</sup> C
Air Draft Tube: T <sub>out</sub>	29	<sup>0</sup> C
Beda Temperatur (ΔT)	3	<sup>0</sup> C
Temperatur Rata-rata	300,5	K
Massa Jenis (ρ)	995,99	kg/m <sup>3</sup>
Laju Aliran Massa (mc)	1,926	kg/s
Specific Heat (CP)	4,179	kJ/kg.K
Viskositas (μ)	0,000842	N.s/m <sup>2</sup>
Beban Pendinginan (q)	24,141	kW



Gambar 3.3 Skema neraca energi *oil cooler turbin guide bearing* berdasarkan data desain

Pada *oil cooler turbin guide bearing*, kalor yang harus dibuang oleh air pendingin sebesar 24,141 kW dengan debit air pendingin 6,96 m<sup>3</sup>/h. Heat exchanger yang dipakai adalah tipe cangkang dan pipa (*shell & tube*). Besarnya kalor yang dibuang pada *oil cooler governor* tidak dihitung karena tidak ada data temperatur dan laju aliran air pendingin. Tetapi kalor yang dibuang pada *oil cooler governor* dapat diabaikan karena saat ini aliran air pendingin menuju *oil cooler governor* telah diblock, sehingga saat ini *oil cooler governor* tersebut sama sekali tidak membebani sistem air pendingin PLTA Cirata.

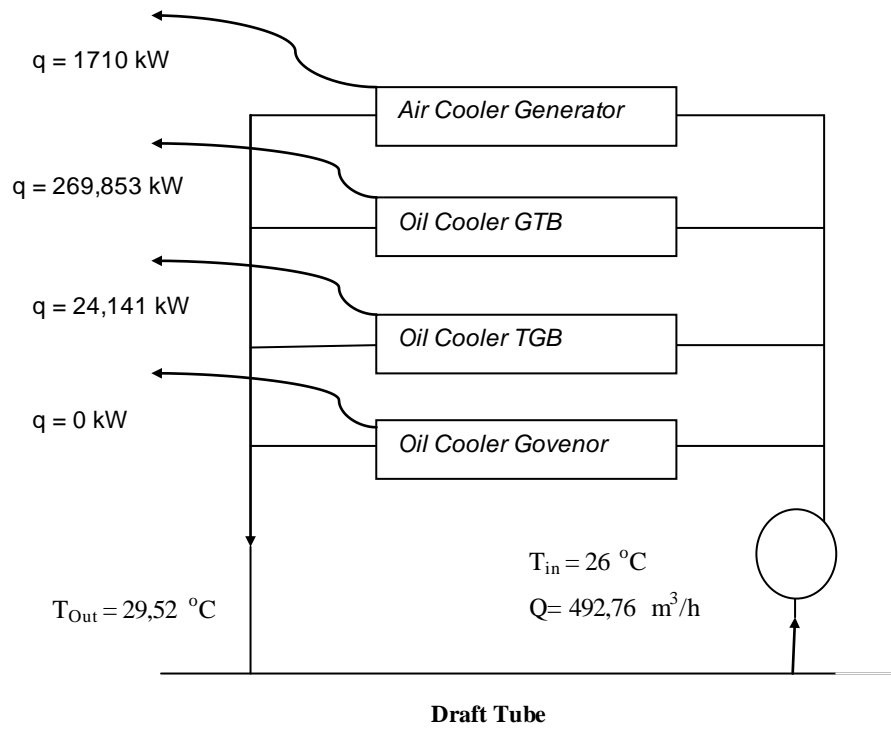
Beban pendinginan total pada sistem pendingin PLTA Cirata unit 1 berdasarkan data desain dapat dihitung sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 Q_{tot} &= Q_{gen} + Q_{gtb} + Q_{tgb} + Q_{gov} \\
 &= 1710 + 269,853 + 24,141 + 0 \\
 &= 2004 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

Temperatur keluar rata-rata air pendingin yang dibuang ke *draft tube* dapat dihitung dengan persamaan 2.1:

Tabel 3.7 Data total beban pendinginan sistem *open loop* berdasarkan data desain

Desain <i>Open Loop</i>		
Keterangan	Nilai	Satuan
Debit Air Draft Tube in (Q)	492.76	m <sup>3</sup> /h
Temperatur Air Draft Tube: Tin	26	°C
Air Draft Tube: Tout	29,52	°C
Beda Temperatur (ΔT)	3,52	°C
Massa Jenis (ρ)	995,99	kg/m <sup>3</sup>
Laju Aliran Massa (mc)	136,32	kg/s
<i>Specific Heat</i> (CP)	4,179	kJ/kg.K
Beban Pendinginan (q)	2004	kW



Gambar 3.4 Skema neraca energi dan aliran pendingin sistem *Open Loop* berdasarkan data desain

### 3.2.2 Perhitungan Beban Pendinginan Berdasar Data *Commisioning*

Data *commisioning* didapat dengan melakukan survey literatur di PLTA Cirata, Data tersebut digunakan sebagai dasar perhitungan desain awal heat exchanger pada sistem *closed loop*. Data pengujian meliputi sistem pendingin secara keseluruhan dapat dilihat pada data *Heat-Run Test* dan *Combination Test*.

Berikut ini adalah perhitungan beban pendinginan untuk masing-masing *heat exchanger* berdasarkan data *commisioning* sistem pendingin unit 1 yang ditentukan dengan persamaan 2.1 dan 2.2 :

Tabel 3.8 Data beban pendinginan masing masing *heat exchanger* berdasarkan data *commisioning*

Keterangan	Air Cooler	Oil Cooler GTB	Oil Cooler TGB	Satuan
Debit Air Draft Tube in (Q)	510,32	150,76	5,72	m <sup>3</sup> /h
Temperatur Air Draft Tube : Tin	27,5	27,5	27,5	<sup>0</sup> C
Air Draft Tube: Tout	29,5	30,5	30,5	<sup>0</sup> C
Beda Temperatur (ΔT)	2	3	3	<sup>0</sup> C
Temperatur Rata-rata	301,5	302	302	K
Massa Jenis (r)	995,50	995,42	995,42	kg/m <sup>3</sup>
Laju Aliran Massa (mc)	141,118	41,686	1,582	kg/s
Specific Heat (CP)	4,179	4,179	4,179	kJ/kg.K
Viskositas (μ)	0,000842	0,000842	0,000842	N.s/m <sup>2</sup>
Beban Pendinginan (q)	1178,897	522,367	19,819	kW

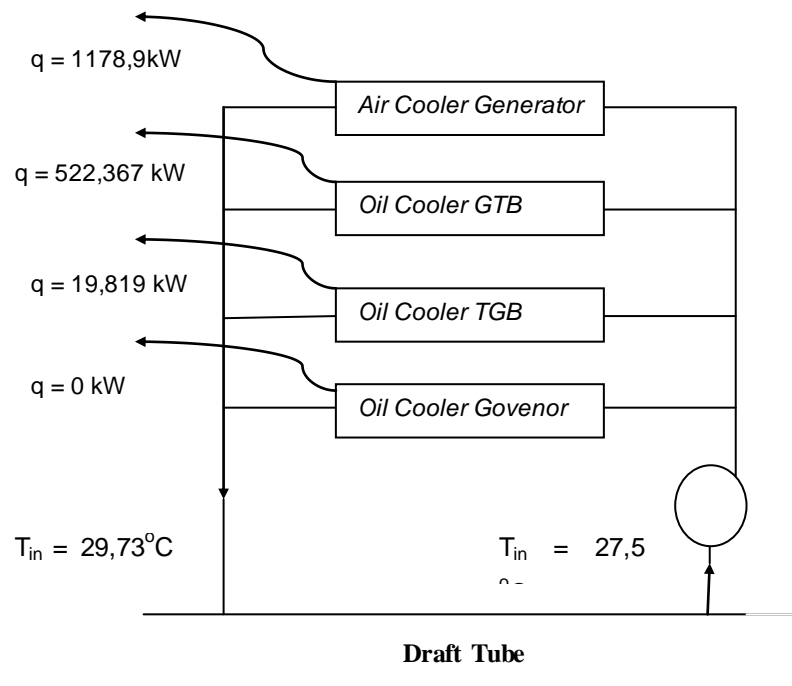
Beban pendinginan total pada sistem pendingin PLTA Cirata unit 1 berdasarkan data *commisioning* dapat dihitung sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 Q_{tot} &= Q_{gen} + Q_{gtb} + Q_{tgb} + Q_{gov} \\
 &= 1178,897 + 522,367 + 19,819 + 0 \\
 &= 1721,1 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

Temperatur keluar rata-rata air pendingin yang dibuang ke draft tube dapat dihitung dengan persamaan 2.1:

Tabel 3.9 Data total beban pendinginan sistem *open loop* berdasarkan data *commisioning*

<i>Commisioning Open Loop</i>		
Keterangan	Nilai	Satuan
Debit Air Draft Tube in (Q)	666.8	m <sup>3</sup> /h
Temperatur Air Draft Tube: Tin	27.5	<sup>0</sup> C
Air Draft Tube: Tout	29,73	<sup>0</sup> C
Beda Temperatur (ΔT)	2,23	<sup>0</sup> C
Massa Jenis (ρ)	995,5	kg/m <sup>3</sup>
Laju Aliran Massa (mc)	184,39	kg/s
<i>Specific Heat</i> (CP)	4,179	kJ/kg.K
Beban Pendinginan (q)	1721.1	kW



Gambar 3.5 Skema neraca energi dan aliran pendingin sistem *Open Loop* berdasarkan data *commissioning*

### 3.2.3 Perhitungan Beban Pendinginan Berdasar Data Pengukuran Langsung

Data pengukuran langsung dapat diperoleh dari dua sumber yaitu data operasi harian dan data pengukuran secara langsung. Data operasi sistem pendingin yang diperoleh berdasarkan recording harian (*logsheet*) oleh operator PLTA Cirata. Data tersebut tidak seluruhnya digunakan dalam perhitungan karena beberapa parameter yang diperlukan dalam perhitungan tidak terdapat pada data operasi. Selain itu, terdapat perbedaan antara data yang diperoleh dari pembacaan termometer *gage (dial)* dan ruang kontrol, sehingga diperlukan pengukuran langsung untuk memperoleh data yang kurang sekaligus sebagai pembandingan data operasi yang terecord.

Data pengukuran langsung sistem pendingin PLTA Cirata yang diperoleh berdasarkan pengukuran langsung dilapangan pada beberapa parameter yang diperlukan dalam perhitungan perancangan *heat exchanger* diantaranya sbb:

- Pengukuran debit air pendingin dari *draft tube*.
- Pengukuran temperatur air pendingin *in* dan *out* dari *heat exchanger*.

Tabel 3.10 Data pengukuran debit air pendingin

<i>No</i>	<i>Pipa Utama CWP</i>	<i>Air Cooler Generator</i>	<i>Oil Cooler Turbine Guide Bearing</i>	<i>Oil Cooler Generator Thrust Bearing</i>
	m <sup>3</sup> /h	m <sup>3</sup> /h	m <sup>3</sup> /h	m <sup>3</sup> /h
1	644,27	502,53	5,48	136,26
2	674,08	519,04	5,63	149,41
3	671,36	510,23	5,77	155,36
4	684,8	520,45	5,87	158,48
5	633,66	494,26	4,92	134,49
6	639,97	499,18	4,78	136,02
7	647,97	505,2	4,74	137,81
8	649,99	493,99	4,66	151,34
9	649,14	499,84	4,58	144,72
10	657,66	512,98	5,5	139,19
11	659,66	501,34	5,49	152,83
Rata2	655,687	505,367	5,22	145,083

Tabel 3.11 Data pengukuran temperatur air pendingin

<i>No</i>	<i>Air Cooler Generator</i>			<i>Oil Cooler Generator Thrust bearing</i>			<i>Oil Cooler Turbin Guide Bearing</i>		
	Tin	Tout	$\Delta T$	Tin	Tout	$\Delta T$	Tin	Tout	$\Delta T$
1	27,5	29,6	2,1	27,4	31,5	4,1	27,4	30,6	3,2
2	27,4	29,5	2,1	27,2	31,4	4,2	27,5	30,9	3,4
3	27,3	29,6	2,3	27,3	31,8	4,5	27,4	30,8	3,4
4	27,5	29,2	1,7	27,3	31,4	4,1	27,2	30,4	3,2
5	27,5	29,4	1,9	27,7	32,5	4,8	27,6	30,9	3,3
6	27,4	29,4	2	27,6	31,8	4,2	27,5	30,8	3,3
7	27,3	29,2	1,9	27,5	31,9	4,4	27,5	30,9	3,4
8	27,4	29,4	2	27,4	31,7	4,3	27,4	30,7	3,3
9	27,4	29,5	2,1	27,2	31,4	4,2	27,2	30,4	3,2
10	27,3	29,2	1,9	27,4	31,6	4,2	27,3	30,6	3,3
Rata2	27,4	29,4	2	27,4	31,7	4,3	27,4	30,7	3,3

Berikut ini adalah perhitungan beban pendinginan untuk masing-masing *heat exchanger* berdasarkan data pengukuran langsung sistem pendingin unit 1 yang ditentukan dengan persamaan 2.1 dan 2.2 :

Tabel 3.12 Data beban pendinginan masing masing *heat exchanger* berdasarkan data pengukuran langsung

Keterangan	Air Cooler	Oil Cooler GTB	Oil Cooler TGB	Satuan
Debit in Air Pendingin (Q)	505,367	145,083	5,22	m <sup>3</sup> /h
Temperatur Air Draft Tube : Tin	27,4	27,4	27,4	°C
Air Draft Tube :Tout	29,4	31,7	30,7	°C
Beda Temperatur (ΔT)	2	4,3	3,3	°C
Temperatur Rata-rata	301,4	303	302,05	K
Massa Jenis (ρ)	995,55	995,33	995,41	kg/m <sup>3</sup>
Laju Aliran Massa (mc)	139,755	40,113	1,443	kg/s
Specific Heat (CP)	4,179	4,179	4,179	kJ/kg.K
Viskositas (μ)	0,000842	0,000842	0,000842	N.s/m <sup>2</sup>
Beban Pendinginan (q)	1167,68951	720,367	19,895	kW

Perhitungan beban pendinginan total pada sistem pendingin PLTA Cirata unit 1 berdasarkan data pengukuran langsung adalah sebagai berikut :

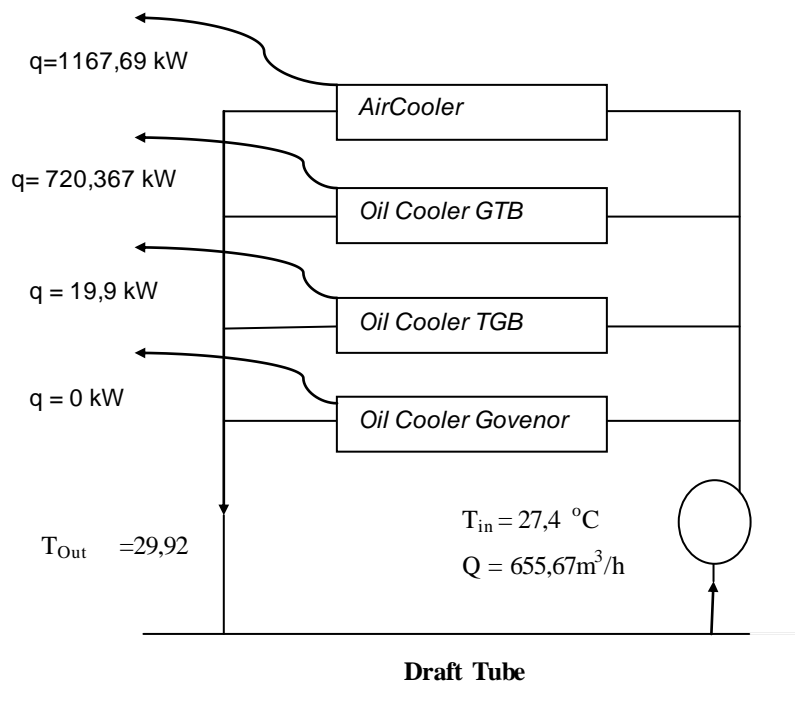
$$\begin{aligned}
 Q_{tot} &= Q_{gen} + Q_{gtb} + Q_{tgb} + Q_{gov} \\
 &= 1167,69 + 720,367 + 19,895 + 0 \\
 &= 1907,05 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

Temperatur keluar rata-rata air pendingin yang dibuang ke *draft tube* dapat dihitung dengan persamaan 2.1:

Tabel 3.13 Data beban pendinginan sistem *open loop* berdasarkan data pengukuran langsung

<i>Aktual Open Loop</i>		
Keterangan	Nilai	Satuan
Debit Air Draft Tube in (Q)	655,67	m <sup>3</sup> /h
Temperatur Air Draft Tube: Tin	27,4	°C
Air Draft Tube: Tout	29,92	°C
Beda Temperatur (ΔT)	2,52	°C
Massa Jenis (ρ)	995,55	kg/m <sup>3</sup>
Laju Aliran Massa (mc)	181,32	kg/s
<i>Specific Heat</i> (CP)	4,179	kJ/kg.K
Beban Pendinginan (q)	1907,05	kW





Gambar 3.6 Skema neraca energi dan aliran pendingin sistem *open loop* berdasarkan data pengukuran langsung

### 3.3 Perhitungan Temperatur Air Olah Masuk *Heat Exchanger* Antara Pada sistem *Close Loop*

Perhitungan besarnya beban pendinginan total / energi total, tempertur, debit air pendingin untuk sistem *close loop* yang dibutuhkan dalam perhitungan ditentukan dengan beberapa asumsi berdasarkan data beban tertinggi yaitu:

1. Besarnya kalor yang dibuang pada *heat exchanger* antara disistem *close loop* sama dengan besarnya beban pendinginan *air cooler generator* dan *oil cooler TGB* yang digunakan berdasar data desain. Hal ini dilakukan untuk mengantisipasi apa bila PLTA Cirata hendak melakukan up-rating, maka peningkatan beban pendinginan pada *generator air cooler* masih dapat diterima oleh *heat exchanger* Antara. Pada *Oil cooler GTB* besarnya kalor merujuk pada data pengukuran langsung karena mempunyai beban pendinginan yang paling tinggi dibanding data desain dan commisioning.
2. Debit air pendingin pada *heat exchanger* sistem *close loop* mengikuti besarnya presentase debit yang masuk pada sistem pendingin *open loop*.

3. Temperatur air pendingin dari draft tube diambil sebesar  $T_{in}$  27,4°C mengikuti data pengukuran langsung dan pada temperatur yang dibuang menuju *draft tube* diambil sebesar  $T_{out}$  31,1 °C, diperoleh dari perhitungan beban pendinginan yang harus diterima berdasarkan persamaan 2.1.
4. Temperatur air pendingin yang keluar dari heat exchanger Antara 34,1°C, sehingga mempunyai beda temperatur 3°C dengan air pendingin yang dibuang kembali ke *draft tube*.

Pada perhitungan *close loop* air yang bersirkulasi dalam *close loop* disebut air olah, sedangkan air yang berada di luar *loop* yang mendinginkan air olah disebut air pendingin / air *draf tube*.

### 3.3.1 Perhitungan Temperatur Air Olah Keluaran dari Tiap Heat Exchanger Berdasarkan Data Beban Tertinggi

Besarnya beban pendinginan total / energi total sistem *close loop* untuk mendapatkan temperatur air olah masuk *heat exchanger* Antara dari keluaran *air cooler generator*, *Oil cooler generator thrust bearing* dan *Oil cooler turbin guide bearing* dapat ditentukan dengan persamaan sebagai berikut:

#### Perhitungan temperatur air olah masuk heat exchanger Antara

Besarnya beban pendinginan total / energi total sistem *loop tertutup* untuk mendapatkan temperatur air olah masuk *heat exchanger* Antara adalah sebagai berikut.

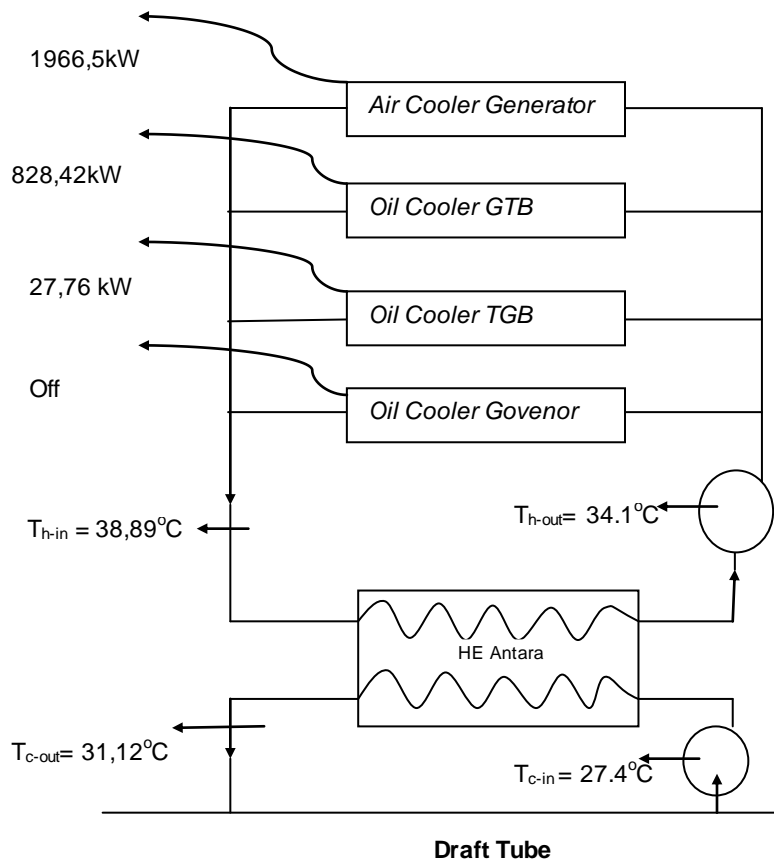
$$\begin{aligned}
 q_{Tot} &= q_{Air\ cooler} + q_{GTB} + q_{TGB} \\
 &= 1710\text{ kW} + 720,367\text{kW} + 24,141\text{ kW} \\
 &= 2454,508\text{kW}
 \end{aligned}$$

Dalam perancangan *heat exchanger* antara ini diberikan safety factor sebesar 15% dengan dasar pertimbangan kualitas air waduk saat ini. Hasil preventive maintenance ditemukan kondisi laju fouling cukup tinggi dan berakibat mengurangi luas permukaan perpindahan panas:

$$\begin{aligned}
 q_{Tot} &= 2454,508\text{kW} \cdot 115\% \\
 &= 2822,68\text{kW}
 \end{aligned}$$

Tabel 3.14 Data perhitungan air olah masuk *heat exchanger* Antara pada sistem *close loop* berdasarkan data beban tertinggi

Shell & Tube	Sisi Panas	Sisi Dingin	Satuan
Keterangan	Air Olah	Air Draft Tube	Satuan
Debit Air Olah In (Q)	511.63	655,69	m <sup>3</sup> /H
Temperatur Air Olah : Tin	38,89	27,4	°C
Air Olah : Tout	34,1	31,12	°C
Beda Temperatur ( $\Delta T$ )	4,79	3,72	°C
Temperatur Rata-rata	36,49	29,26	K
Massa Jenis ( $\rho$ )	993,31	997	kg/m <sup>3</sup>
Laju Aliran Massa (mc)	141,17	181,59	kg/s
Specific Heat (CP)	4,178	4,178	kJ/kg.K
Viskositas ( $\mu$ )	0,000715	0,000842	N.s/m <sup>2</sup>
Beban Pendinginan (q)	2882,68	2882,68	kW



Gambar 3.7 Skema neraca energi dan aliran pendingin sistem *close loop* berdasarkan data beban tertinggi

### 3.4 Ringkasan Data Untuk CBA Sistem Pendingin Pada Generator Dan Bearing PLTA Cirata

Data bahan untuk CBA diperoleh dari histori tiga bidang meliputi pemeliharaan, operasi dan niaga diantaranya adalah sbb.

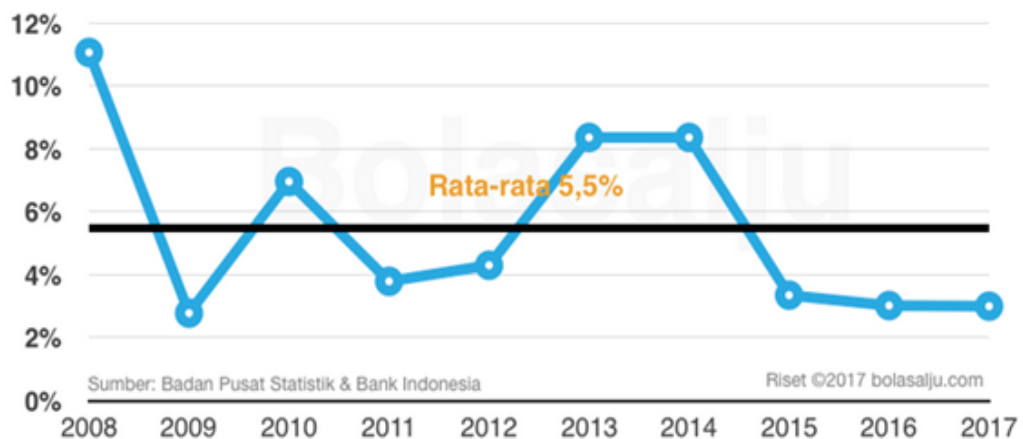
- Data pengantian HE (life time HE)
- Data biaya pengantian HE
- Data jam operasi unit
- Data harga jual/KWH
- Data *interest rate*
- Data inflasi
- KWH pemakaian pendiri (pompa *close loop*)
- Harga HE *close loop redesign*

Tabel 3.15 Daya pompa untuk system *close loop*

NO	Keterangan	Ref Power (kWh)
1	Circulating pump	75
2	Storage water pump	5.5

(PLTA Cirata.,2009)

Inflasi Tahunan Umum Indonesia 10 Tahun Terakhir (2008-2017)



Gambar 3.8 Histori inflasi 2008-2017 di indonesia (Badan Pusat Statistik & Bank Indonesia, 2017)

Tabel 3.16 Histori *interest rate* tahun 1997-2016 di indonesia

<b>NO</b>	<b>Tahun</b>	<b>Interest Rate</b>
1	Dec. 31, 2016	7.17%
2	Dec. 31, 2015	8.34%
3	Dec. 31, 2014	8.75%
4	Dec. 31, 2013	6.26%
5	Dec. 31, 2012	5.95%
6	Dec. 31, 2011	6.93%
7	Dec. 31, 2010	7.02%
8	Dec. 31, 2009	9.28%
9	Dec. 31, 2008	8.49%
10	Dec. 31, 2007	7.98%
11	Dec. 31, 2006	11.41%
12	Dec. 31, 2005	8.08%
13	Dec. 31, 2004	6.44%
14	Dec. 31, 2003	10.59%
15	Dec. 31, 2002	15.50%
16	Dec. 31, 2001	15.48%
17	Dec. 31, 2000	12.50%
18	Dec. 31, 1999	25.74%
19	Dec. 31, 1998	39.07%
20	Dec. 31, 1997	20.01%

(ycharts.com, 2017)

Tabel 3.17 Histori penggantian *air coler generator* PLTA Cirata

DATA PENGGANTIAN AIR COOLER GENERATOR															
UNIT	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015	2016	2017	2018	2019	2020	Life Time Rata Rata (Bulan)	Life Time Rata Rata (Tahun)
	NO														
1	6bh	1-Jan			5-Nov				1-Oct				1-Oct	51.74	4.31
	6bh	1-Jan			5-Nov				1-Oct				1-Oct	51.74	4.31
2	6bh		1-Dec				1-Jul			1-Jun				39.57	3.30
	6bh		1-Dec				1-Jul			1-Jun				39.57	3.30
3	6bh	1-Nov				1-Aug		13-Aug			1-Feb			37.54	3.13
	6bh	1-Nov				1-Aug					1-Feb			56.32	4.69
4	6bh				30-Apr		28-Feb			1-Jun				30.97	2.58
	6bh					1-Sep		29-Jan		1-Jun				22.82	1.90
5	6bh	1-Nov				31-Aug		21-May			28-Feb			37.84	3.15
	6bh	1-Nov				31-Aug		29-Jan			28-Feb			37.84	3.15
6	6bh	1-Jan		15-Aug			1-Mar		1-Dec					36.19	3.02
	6bh			15-Aug			1-Mar		1-Dec					32.25	2.69
7	6bh		1-Jan				1-Dec							59.83	4.99
	6bh		1-Jan				1-Dec							59.83	4.99
8	6bh	1-Feb		1-Jun		30-Sep						Jan-19		44.30	3.69
	6bh	1-Dec				30-Sep		1-Aug				Jan-19		40.92	3.41
RATA-RATA LIFE TIME AIR COOLER GENERATOR														3.43	

(PLTA CIRATA, 2018)

Tabel 3.18 Histori pengantian oil cooler turbin guide bearing PLTA Cirata

DATA PENGANTIAN OIL COOLER TURBIN BEARING													
UNIT	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015	2016	2017	2018	Life Time Rata Rata (Bulan)	Life Time Rata Rata (Tahun)
NO													
1		March-09				June-13		August-15				39.07	3.26
2								August-15					0.00
2		December-09		November-11				August-15				34.48	2.87
								August-15					0.00
3				June-11		May-13		August-15				25.37	2.11
2								August-15					0.00
4		March-09				May-13		August-15				39.07	3.26
2								August-15					0.00
5			December-10					January-15				49.73	4.14
2		November-09					June-14				June-18	52.23	4.35
6	1	August-08					June-14				June-18	59.85	4.99
2					January-12					January-17		60.90	5.08
7	1	August-08					June-14				August-18	60.87	5.07
2	August-08			October-11					January-16			45.15	3.76
8	1			June-11					June-16			60.90	5.08
2				June-11				June-15				48.70	4.06
												48.03	4.00

(PLTA CIRATA, 2018)

Tabel 3.19 Histori data pengantian oil cooler generator thrust bearing PLTA Cirata

DATA PENGANTIAN OIL COOLER GENERATOR THRUST BEARING																						
UNIT	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015	2016	2017	2018	2019	2020	2021	2022	2023	2024	2025	2026	2027	Life Time Rata Rata (Bulan)	Life Time Rata Rata (Tahun)
1	1				9-Nov-12								1-Nov-20								97.13	8.09
	2				9-Nov-12								1-Nov-20									97.13
2	1	6-Oct-09						7-Aug-15							1-Aug-23						84.12	7.01
	2							7-Aug-15						1-Aug-23							97.20	8.10
3	1			6-Aug-10							1-Aug-18								1-Aug-26		97.32	8.11
	2	6-Oct-09									1-Aug-18								1-Aug-26		102.38	8.53
4	1	30-Sep-09							1-Sep-16								1-Sep-24				90.83	7.57
	2				23-Sep-11				1-Sep-16								1-Sep-24				78.78	6.57
5	1			10-Jun-10				5-Jun-15								1-Jun-23					78.98	6.58
	2			13-Jun-10				5-Jun-15								1-Jun-23					78.93	6.58
6	1			10-Jan-10							1-May-18								1-May-26		99.25	8.27
	2			10-Jan-10							1-May-18								1-May-26		99.25	8.27
7	1	26-Jul-09										1-Mar-19								1-Mar-27	107.12	8.93
	2											1-Mar-19								1-Mar-27	90.95	7.58
8	1																				78.98	6.58
	2				11-Jun-11				1-Jun-16								1-Jun-24				78.98	6.58
Life Time Rata-Rata																					91.08	7.59

(PLTA CIRATA, 2018)



Tabel 3.20 Histori jam operasi unit PLTA Cirata

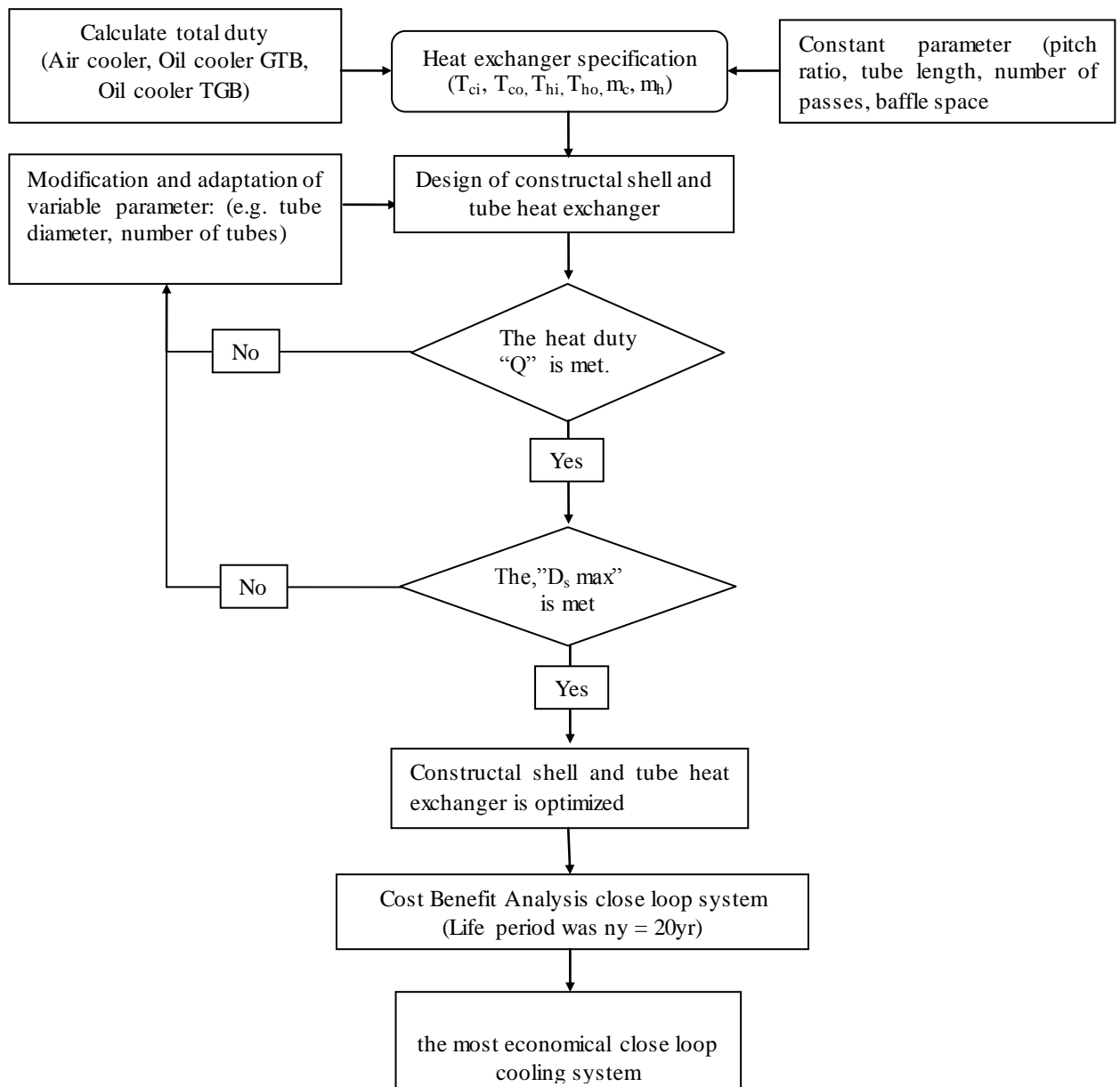
HISTORI JAM KERJA PER UNIT PLTA CIRATA									
TAHUN	UNIT 1	UNIT 2	UNIT 3	UNIT 4	UNIT 5	UNIT 6	UNIT 7	UNIT 8	TOTAL
1998	3,686.25	3,673.20	2,374.03	937.03	2,822.02	1,575.45	2,718.83	3,159.00	20,945.81
1999	1,186.55	2,152.58	1,934.23	1,688.29	2,419.62	2,302.92	2,183.34	2,394.00	16,261.53
2000	405.34	2,139.54	1,642.17	1,719.50	2,582.73	2,333.33	2,495.21	2,314.00	15,631.82
2001	1,548.87	1,703.93	1,164.71	2,437.30	3,240.20	3,637.23	3,450.86	3,483.00	20,686.10
2002	1,992.32	1,489.71	1,123.09	1,562.14	2,574.26	2,353.21	2,777.13	2,837.00	16,708.86
2003	1,781.58	1,863.09	0	1,618.07	1,951.43	1,566.89	1,777.59	2,059.00	12,617.65
2004	1,826.24	1,798.77	2,099.50	1,762.14	2,299.97	1,925.87	1,828.46	1,748.00	15,288.95
2005	2,441.23	2,358.70	2,268.35	2,329.49	2,806.37	2,591.38	2,311.40	1,646.00	18,752.92
2006	1,407.91	1,341.15	1,238.04	1,918.70	1,355.35	1,706.32	1,665.63	1,599.00	12,232.10
2007	2,197.79	1,853.28	1,041.67	1,919.31	1,414.40	1,869.67	1,955.80	2,137.00	14,388.92
2008	1,830.55	2,006.16	2,132.89	1,627.72	1,852.15	1,611.48	2,384.28	1,499.00	14,944.23
2009	1,074.05	2,180.81	2,130.00	2,877.90	2,256.73	994.19	1,788.03	2,586.00	15,887.71
2010	2,940.55	2,727.84	4,039.15	3,833.00	4,087.33	3,705.06	4,697.92	4,046.86	30,097.71
2011	807.79	1,591.23	2,047.08	1,633.90	2,267.15	1,746.41	1,453.81	1,748.57	13,315.94
2012	919.06	1,701.28	2,784.53	1,287.78	2,431.83	2,833.69	1,860.91	1,364.14	15,183.22
2013	1,099.52	1,838.56	3,644.02	4,034.31	2,565.56	2,650.13	2,933.17	2,839.68	21,604.95
2014	1,339.00	1,517.31	3,079.08	3,505.25	2,870.50	3,493.04	430.43	3,112.00	19,346.61
2015	1,374.37	2,246.18	1,784.36	2,746.03	1,537.99	2,451.01	865.4	2,083.17	15,088.51
2016	3,350.34	3,926.98	3,250.78	1,941.08	3,323.17	3,023.67	4,268.91	3,193.63	26,278.56
2017	1,834.81	2,502.30	2,419.44	2,322.70	1,844.63	2,827.00	4,121.19	1,792.66	19,664.73
Jam Operasi Rata-Rata Unit/Tahun									2,218.29

(PLTA CIRATA, 2018)

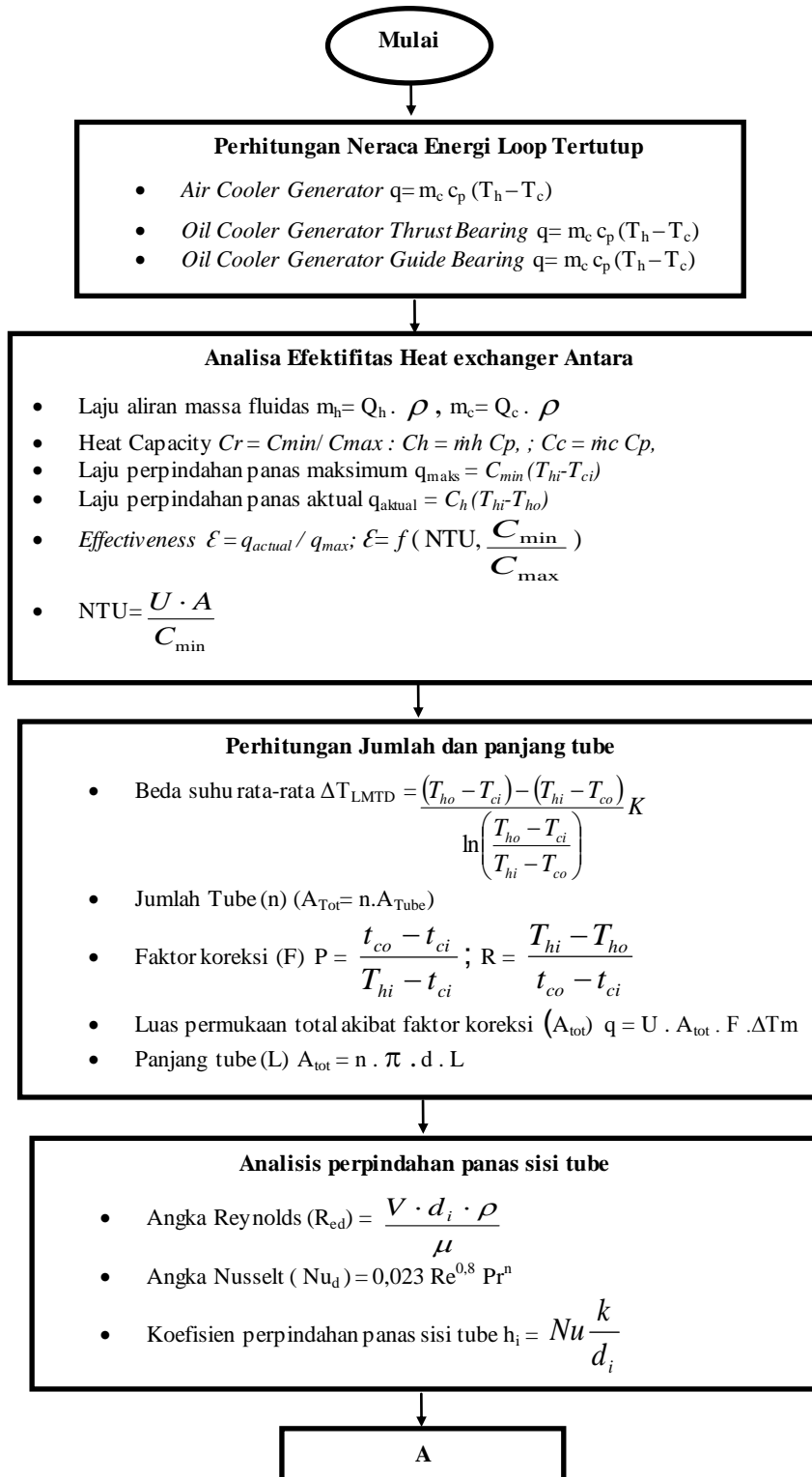
### 3.5 Sistematika Penelitian

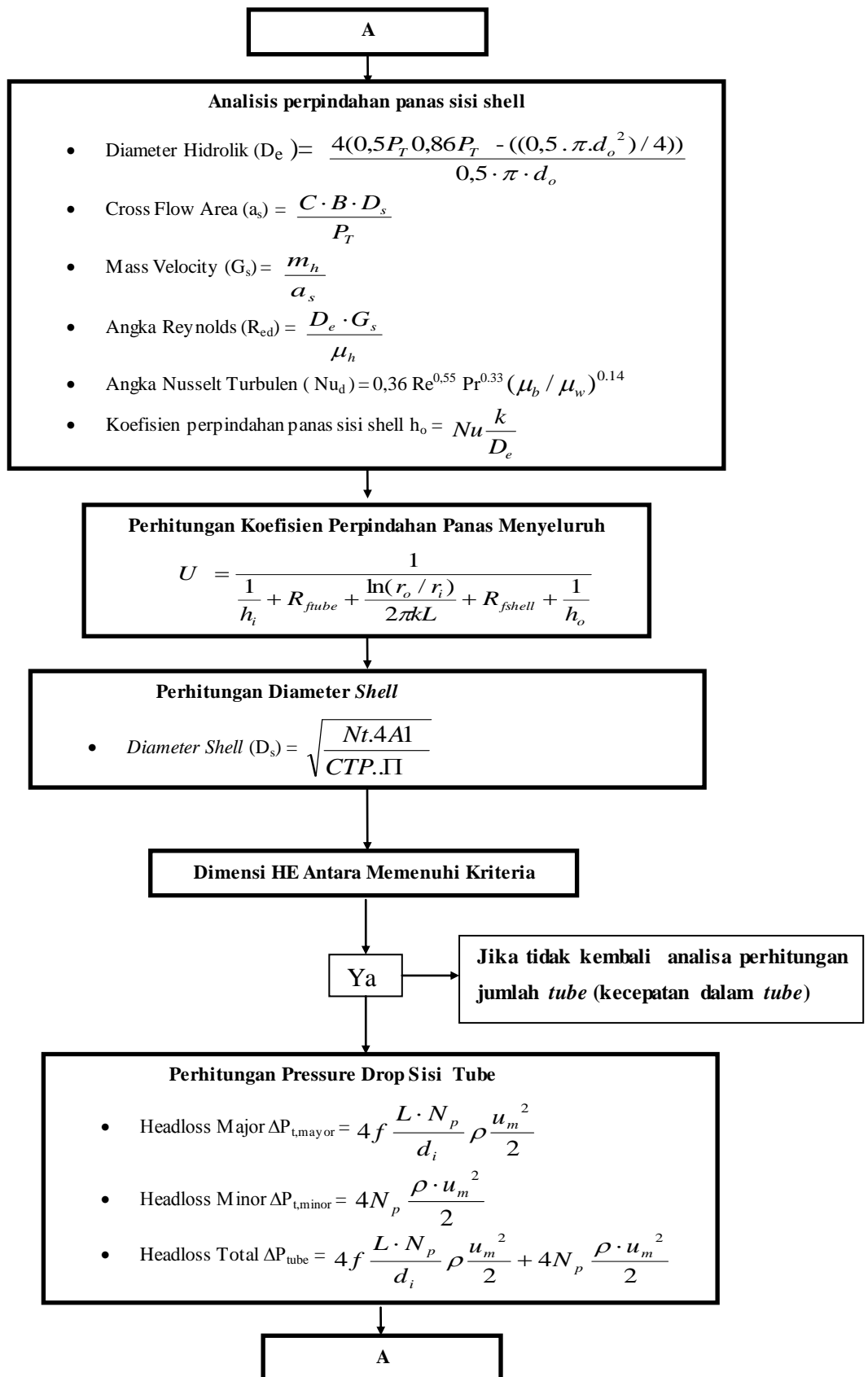
Sistematika penelitian digunakan untuk menggambarkan secara umum proses penelitian yang dilakukan, Berikut diagram alir penelitian yang dilakukan:

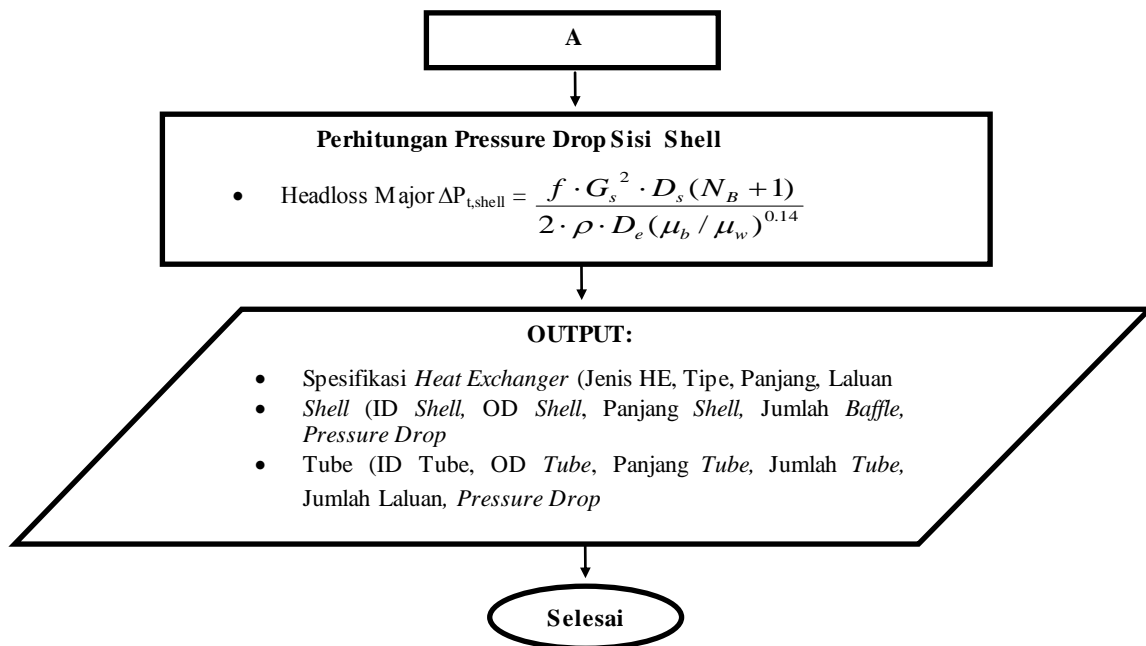
#### 3.5.1 Flowchart Penelitian



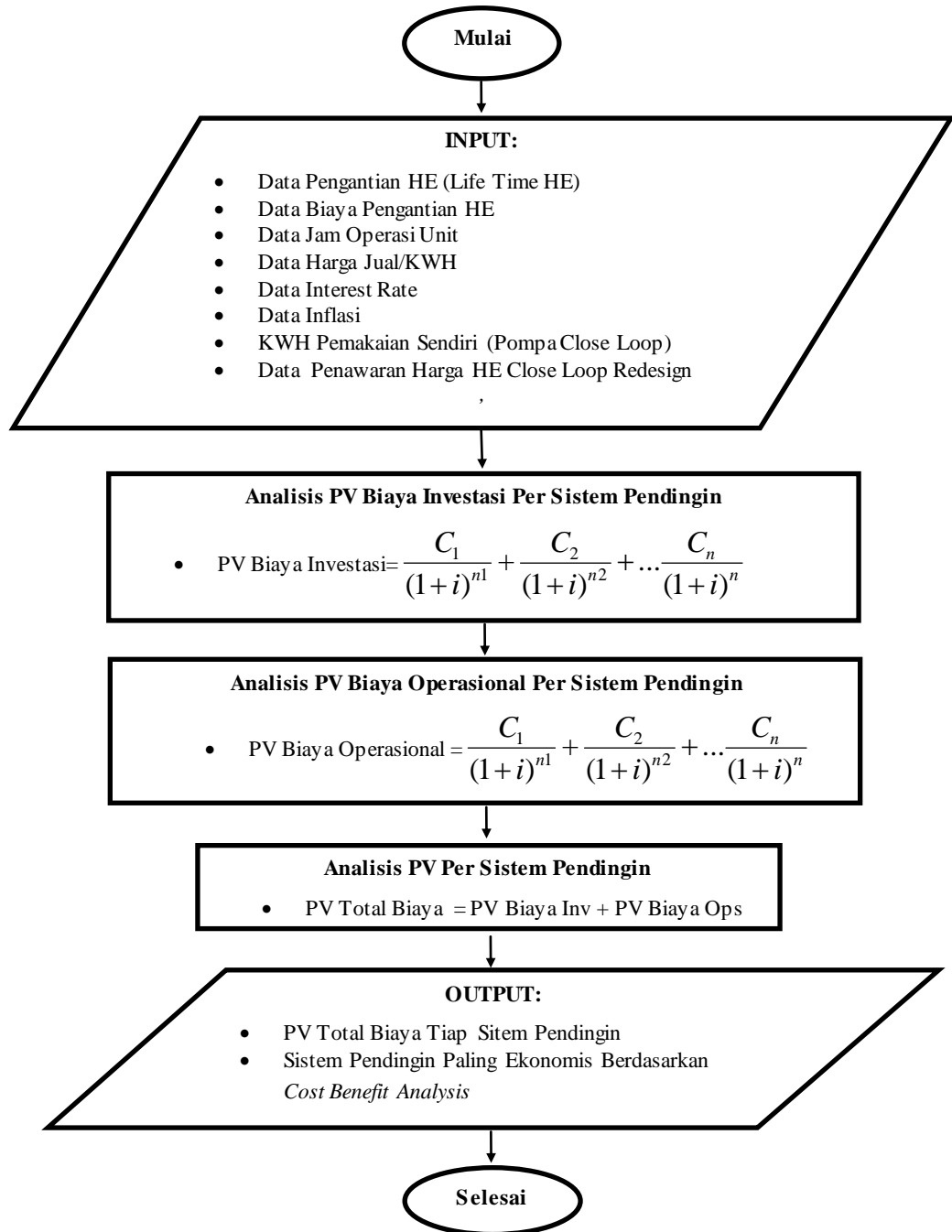
### 3.5.2 Flowchart Perancangan Heat Exchanger







### 3.5.3 Flowchart Cost Benefit Analysis Sistem Pendingin Open Loop dan Close Loop



Halaman ini sengaja dikosongkan

## BAB IV

### ANALISA DAN PEMBAHASAN

#### 4.1 Pemilihan *Heat Exchanger*

Perubahan sistem pendingin PLTA cirata dari sistem terbuka (*open loop*) menjadi sistem tertutup (*closed loop*) terdapat tambahan *heat exchanger* yang kita sebut dengan *heat exchanger* antara. *Heat exchanger* antara *existing* yang digunakan pada sistem *close loop* adalah tipe *shell & tube*, dimana dalam melakukan redesain *heat exchanger* antara tersebut mempunyai kriteria sebagai berikut:

1. Panjang *heat exchanger* pada sisi *Tube* maksimal 2,438m.
2. Diameter *heat exchanger* pada sisi *Shell* maksimal sebesar 1.15m
3. *Heat exchanger* yang dirancang harus mampu membuang kalor sesuai dengan beban pendinginan sistem yang lama (*open loop*) dan beban pendinginan apabila terjadi peningkatan kapasitas pembangkit (*up-rating*).
4. Memiliki kehandalan tinggi (ketahanan korosi tinggi).
5. Perawatannya mudah dan cepat (mudah dibongkar pasang untuk *maintenance*).

##### 4.1.1. Pemilihan Tipe *Shell and Tube*

Standar yang digunakan dalam perancangan *heat exchanger* tipe *shell and tube* ini adalah standar TEMA (*Tubular Exchanger Manufacturer Association*). Standar TEMA berlaku pada *heat exchanger* yang mempunyai spesifikasi sbb:

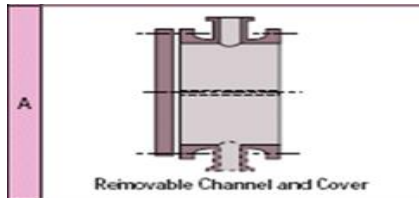
1. Diameter dalam *shell* maksimum 100 inci (2540mm)
2. Tekanan desain pada *tube* maksimum 1000 psi (17,5 MPa)
3. Tekanan desain pada *shell* maksimum 3000 psi (20,684MPa)
4. Tebal maksimum *shell* adalah 3 inci (76mm)

Oleh karena *heat exchanger* antara untuk sistem *close loop* memenuhi spesifikasi diatas sehingga proses perancangan *heat exchanger shell and tube* tersebut menggunakan standart TEMA.



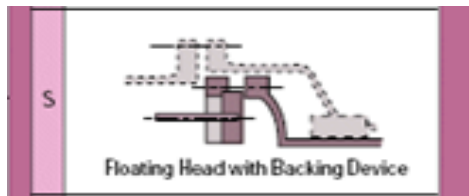
### A. Pemilihan tipe *shell*

- Penutup bagian depan (*front end*) menggunakan tipe A yang terpisah dari *tubesheet* agar proses pelepasan *tubesheet* lebih mudah.



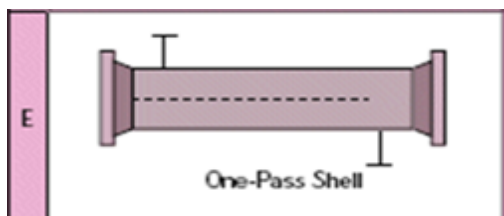
Gambar 4.1 *Front end* tipe A

- Penutup bagian belakang (*rear end*) menggunakan tipe S



Gambar 4.2 *Rear end* tipe S

- Rumah tube bundle (*shell*) menggunakan tipe E yang memiliki satu haluan, *shell* tipe E dipilih karena memiliki konstruksi paling sederhana sehingga memudahkan perawatan.



Gambar 4.3 *Shell* tipe E

Urutan penamaan tipe *shell and tube* berdasarkan standar TEMA adalah penutup bagian depan, kemudian tipe *shell* dan terakhir adalah penutup bagian belakang. Berdasarkan urutan penamaan tersebut, maka tipe *shell and tube* yang akan digunakan adalah tipe AES. Heat exchanger yang digunakan pada sistem *closed loop* di PLTA Cirata memiliki kondisi operasi yang tidak terlalu ekstrim, maka *heat exchanger* tersebut termasuk dalam *heat exchanger* kelas C berdasarkan standart TEMA. *Heat exchanger* kelas C adalah *heat exchanger* yang

tidak terdapat proses pembakaran didalamnya dan digunakan untuk aplikasi proses umum serta kondisi operasi yang moderat.

#### 4.1.2. Pemilihan Material dan Dimensi *Tube*

Perhitungan *heat exchanger shell and tube* memerlukan beberapa parameter yang harus ditentukan terlebih dahulu parameter tersebut adalah:

##### A. Material Pipa (*Tube*)

Pemilihan *tube* material yang digunakan harus mempunyai ketahanan korosi yang baik dan kekuatan material yang cukup tinggi untuk menahan beban pada saat *heat exchanger* beroperasi. Selain itu material material tersebut juga harus mengandung besi, sehingga meningkatkan ketahanan korosi terhadap efek kecepatan aliran yang disebut *impingement attack*. Material *tube* yang sesuai dengan karakteristik tersebut adalah Cu-Ni 10, selain itu mempunyai ketahanan korosi yang baik terhadap korosi *pitting* dan *crevice* yang sering terjadi pada pipa dengan kecepatan aliran yang rendah atau fluida diam. Hal ini sesuai dengan kondisi operasi PLTA cirata yang hanya dioperasikan pada waktu beban puncak, selain itu pola operasi juga dipengaruhi olah tinggi muka air waduk sehingga aliran dalam *heat exchanger* terhenti beberapa jam bahkan hari. Penggunaan material Cu-Ni 10 sesuai juga dengan kondisi existing *heat exchanger* antara pada system close loop dimana mempunya nilai konduktifitas thermal dan ketahanan korosi dan eroasi yang baik. Spesifikasi material ASTM C70600 dengan *konduktifitas thermal* 50,0 W/m.K dapat dilihat pada tabel dibawah ini:

Tabel 4.1 Spesifikasi material ASTM C70600

	ISO	BS	ASTM	DIN
	CuNi10FeMn	CN 102	C70600	CuNi10 Fe 2.0872
<i>Copper</i>				
<i>Min</i>				
<i>Max</i>	Rem	Rem	Rem	Rem
<i>Nickel</i>				
<i>Min</i>	9.0	10.0	9.0	9.0

<i>Max</i>	11.0	11.0	11.0	11.0
<i>Iron</i>				
<i>Min</i>	1.2	1.0	1.0	1.0
<i>Max</i>	2.0	2.0	1.8	1.8
<i>Manganese</i>				
<i>Min</i>	0.5	0.5	-	0.5
<i>Max</i>	1.0	1.0	1.0	1.0
<i>Tin</i>				
<i>Min</i>	-	-	-	-
<i>Max</i>	0.02	-	-	-
<i>Carbon</i>	0.05	0.05	0.05	0.05
<i>Lead</i>	0.03	0.01	0.02	0.03
<i>Phosphorus</i>	-	-	0.02	-
<i>Sulphur</i>	0.05	0.05	0.02	0.05
<i>Zinc</i>	0.5	0.5	0.5	0.5
<i>Total other impurities</i>	0.1	-	-	0.01
<i>Total impurities</i>	-	0.3	-	-

## B. Diameter, Tebal dan Susunan *Tube*

Penentuan dimensi *tube* mempertimbangkan kecepatan aliran didalam *tube*, dimensi ruangan yang tersedia, serta berdasarkan standar *tube* yang ada. Diameter luar *tube* ( $d_o$ ) dalam penelitian ini ditentukan berdasarkan standar TEMA,  $d_o$  dipilih dengan alternative 3/4", 5/8" dan 1/2" (BWG 18). Diameter *tube* yang besar akan mengakibatkan dimensi *heat exchanger* menjadi besar, diameter *tube* yang terlalu kecil memerlukan durasi waktu yang lama pada saat perawatan dan meningkatkan kemungkinan terjadinya getaran pada *tube*.

Susunan *tube* didalam *shell* dipilih mempunyai susunan segitiga (*triangular*) dengan sudut  $60^0$ , Susunan segitiga dipilih karena mempunyai efektifitas perpindahan kalor yang lebih baik dibandingkan segi empat (*square*).

### C. Panjang pipa Ditentukan Berdasarkan Standar TEMA

Nilai L (panjang *tube*) ditentukan sebesar 2,438 m, panjang *tube* sesuai dengan panjang *tube existing heat exchanger*. Besarnya dimensi *heat exchanger* ditentukan dengan mempertimbangkan ruangan yang tersedia dalam penempatan *heat exchanger*. Perbandingan volume *heat exchanger* hasil perhitungan dengan berbagai panjang *tube* adalah sebagai berikut:

Tabel 4.2 Perbandingan volume *heat exchanger*

Keterangan	Panjang Tube		
	96" (2,438 m)	120" (3,048 m)	144" (3,568 m)
Diameter dalam shell	1,15 m	1 m	0,9 m

Panjang *heat exchanger* yang paling kecil berdasarkan standart TEMA adalah *tube* dengan panjang 2,438m, dengan kondisi dilapangan ruangan yang tersedia maksimal menggunakan *heat exchanger* dengan panjang pipa 2,438m. Untuk panjang lebih dari 2,438m tidak memungkinkan dikarenakan tidak tersedia ruangan untuk melakukan perawatan pada *heat exchanger* tersebut dan terdapat *oil cooler* yang terletak saling berhadapan.

## 4.2. Analisis Efektifitas Heat Exchanger Antara Existing

### 4.2.1 Analisis Efektifitas Heat exchanger Antara Existing (Desain & Aktual)

Untuk menganalisa performansi dari *heat exchanger* pada kondisi awal (Desain) pada HE Antara *Existing* dilakukan dengan berapa tahapan sbb:

#### A. Analisa Laju Kapasitas Kalor (C)

1. Untuk perhitungan fluida dingin di sisi *Tube* pada data desain dapat ditentukan dengan persamaan 2.25 :

$$C_c = \dot{m}_c C_{pc}$$

$$\text{Laju Aliran Massa, } (\dot{m}_c) = 103,389 \text{ kg/s}$$

$$\text{Kalor Specific, } (C_p) = 4,1785 \text{ kJ/kg.K}$$

$$C_c = 103,389 \text{ kg/s} \cdot 4,1785 \text{ kJ/kg.K}$$

$$= 432,00 \text{ kW}^\circ\text{C} \rightarrow C_{\min}$$

2. Untuk perhitungan fluida panas di sisi *shell* dapat ditentukan dengan persamaan 2.24:

$$C_h = \dot{m}_h C_{ph}$$

Laju Aliran Massa, ( $\dot{m}_h$ ) = 115,623 kg/s

Kalor Specific, ( $C_h$ ) = 4,178 kJ/kg.K

$$C_h = 115,623 \text{ kg/s} \cdot 4,178 \text{ kJ/kg.K}$$

$$= 483,07 \text{ kW}^\circ\text{C} \rightarrow C_{\max}$$

## B. Analisa Laju Perpindahan Panas

1. Laju Perpindahan Panas Maksimum ( $q_{\max}$ ) dapat ditentukan dengan persamaan 2.27

$$q_{\max} = C_{\min} (T_{hi} - T_{ci})$$

$$= 432,00 \text{ kW}^\circ\text{C} (38,7^\circ\text{C} - 29,0^\circ\text{C})$$

$$= 4190,445 \text{ kW}$$

2. Laju Perpindahan Panas Aktual ( $q_{\text{aktual}}$ )

$$q_{\text{aktual}} = C_h (T_{hi} - T_{ho})$$

$$= 483,07 \text{ kW}^\circ\text{C} (38,7^\circ\text{C} - 36^\circ\text{C})$$

$$= 1296,3 \text{ kW}$$

## C. Analisa Efektifitas *Heat Exchanger* ( $\mathcal{E}$ )

Efektifitas desain *heat exchanger* didapat dengan membandingkan antara laju perpindahan kalor aktual dengan laju perpindahan kalor maksimum yang mungkin terjadi. Untuk nilai *Effectiveness* dapat ditentukan dengan persamaan 2.28

$$\text{Effectiveness } \mathcal{E} = q_{\text{aktual}} / q_{\max}$$

$$= 4190,445 \text{ kW} / 1296,3 \text{ kW}$$

$$= 0,31$$

Efektifitas desain *heat exchanger* antara existing didapat dengan metode NTU sesuai dengan persamaan 2.29 dan 2.30:

$$\mathcal{E} = f \left( \text{NTU}, \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \right)$$

NTU = *Number of Transfer Unit*

$$\text{NTU} = \frac{U \cdot A}{C_{\min}}$$

Perpindahan panas menyeluruh, U = 904,52 W/m<sup>2</sup> . C

Luas Permukaan Total, A = 230,38 m<sup>2</sup>

$$NTU = 0,482$$

Dari fungsi  $f(NTU, \frac{C_{min}}{C_{max}})$  diperoleh efektifitas *heat exchanger* antara sebesar  $\mathcal{E} = 0,31$

Dengan langkah yang sama dengan sebelumnya diperoleh nilai efektifitas *heat exchanger* antara kondisi aktual dan dapat dilihat pada tabel 4.3:

Tabel 4.3 Data perhitungan efektifitas *heat exchanger shell & tube* antara existing

Keterangan	Desain	Aktual
Laju kapasitas kalor sisi tube ( $C_c$ )	432,00	688,291
Laju kapasitas kalor sisi shell ( $C_h$ )	483,07	589,96
Laju perpindahan panas maksimum ( $q_{max}$ )	4190,45	5958,63
Laju perpindahan panas aktual ( $q_{aktual}$ )	1296,3	1238,92
Efektifitas <i>heat exchanger</i> ( $\mathcal{E}$ )	0,31	0,21
<i>Number of transfer unit</i> (NTU)	0,48	0,26
Perpindahan panas menyeluruh (U)	904,52	659,92
Efektifitas <i>heat exchanger</i> ( $\mathcal{E}$ ) $f(NTU, C_r)$	0,31	0,22

Berdasarkan hasil perhitungan koefisien perpindahan panas maksimal didapatkan total *duty* maksimal sebesar 1238,92 kW sehingga perlu dilakukan redesain ulang HE antara.

#### 4.3. Analisa Perancangan Alat *Heat Exchanger*

Redesain dalam perancangan *heat exchanger shell and tube* antara dilakukan melalui variasi diameter tube 3/4", 5/8" dan 1/2". Dengan batasan beberapa parameter harus sama dengan *existing* diantaranya panjang HE Antara, daya pompa (debit pompa), beban pendinginan, pitch susunan *tube* (1.43d<sub>o</sub>). Perancangan *heat exchanger shell and tube* antara memerlukan beberapa parameter yang harus dihitung dan melalui proses iterasi untuk mendapatkan nilai koefisien perpindahan kalor total U. Data yang digunakan pada perhitungan *heat exchanger* dapat dilihat pada tabel 4.4:

Tabel 4.4 Data perhitungan *heat exchanger shell & tube* redesain

<i>Shell &amp; Tube</i>	Sisi Panas	Sisi Dingin	Satuan
Keterangan	Air Olah	Air Draft Tube	Satuan
Debit Air Olah In (Q)	511.63	655,69	m <sup>3</sup> /H
Temperatur Air Olah : Tin	38,89	27,4	°C
Air Olah : Tout	34,1	31,12	°C
Beda Temperatur (ΔT)	4,79	3,72	°C
Temperatur Rata-rata	36,49	29,26	K
Massa Jenis (ρ)	993,31	997	kg/m <sup>3</sup>
Laju Aliran Massa (mc)	141,17	181,59	kg/s
Specific Heat (CP)	4,178	4,178	kJ/kg.K
Viskositas (μ)	0,000715	0,000842	N.s/m <sup>2</sup>
Beban Pendinginan (q)	2882,68	2882,68	kW

#### 4.3.1 Analisa Koefisien Perpindahan Kalor Menyeluruh

##### A. Koefisien Perpindahan Panas Pada Sisi Tube

###### *Angka Reynoldss (Reynolds Number)*

Besarnya angka *reynolds* untuk *tube* dengan diameter 5/8" dapat ditentukan dengan persamaan 2.3 :

$$Re_d = \frac{V \cdot d_i \cdot \rho}{\mu}$$

Kecepatan aliran rata-rata,  $v = 1,253 \text{ m/s}$

Diameter dalam *tube*,  $d_i = 0,013385 \text{ m}$

Diasumsikan air pada suhu 29,00° Celcius, maka dari Lampiran 1.1 (Tabel *Physical Properties of Water*) diambil :

Massa jenis air,  $\rho = 997 \text{ kg/m}^3$

Viskositas absolut,  $\mu = 0,000819 \text{ N/m}^2 \cdot \text{s}$

$$\rightarrow Re_d = 20243,63 \rightarrow \text{aliran turbulen}$$

Tabel 4.5 Data hasil perhitungan angka *reynolds* sisi *tube* pada redesain *heat exchanger* antara *close loop*

Keterangan	Tube 1/2 “	Tube 5/8 “	Tube 3/4 “
Diameter dalam tube (m)	0,010211	0,013385	0,016561
Kecepatan aliran rata-rata (m/s)	1,781	1,222	0,752
Angka <i>reynoldss</i> sisi <i>tube</i>	21354,89	19742,79	17211,10

### Angka *Nusselt*

Besarnya angka *nusselt* untuk *tube* dengan diameter 5/8” dapat ditentukan dengan persamaan 2.4 :

$$Nu_d = 0,023 Re^{0,8} Pr^n$$

Angka *reynolds*,  $Re_d = 19742,79$

Diasumsikan air pada suhu 29,00° Celcius, maka dari Lampiran 1.1 (*Tabel Physical Properties of Water*) diambil :

Bilangan *prandtl*,  $Pr = 5,61$

Untuk pendinginan,  $n = 0,3$

$$\rightarrow Nu_d = 105,39$$

Tabel 4.6 Data hasil perhitungan angka *nusselt* sisi *tube* pada redesain *heat exchanger* antara *close loop*

Keterangan	Tube 1/2 “	Tube 5/8 “	Tube 3/4 “
Diameter dalam <i>tube</i> (m)	0.010211	0.013385	0.016561
Bilangan <i>prandtl</i>	5,56	5,56	5,56
Angka <i>nusselt</i> sisi <i>tube</i>	114.72	105.39	94.43

### Koefisien Perpindahan Panas Konveksi

Besarnya koefisien perpindahan panas konveksi ( $h_i$ ) sisi *tube* untuk *tube* dengan diameter 5/8” dapat ditentukan dengan persamaan 2.7

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



Angka *nusselt*,  $Nu = 105,39$

Diasumsikan air pada suhu  $29,00^{\circ}$  Celcius, maka dari Lampiran 1.1 (*Tabel Physical Properties of Water*) diambil :

Koefisien perpindahan panas air,  $k = 0,615 \text{ W/m} \cdot ^{\circ}\text{C}$

Diameter dalam *tube*,  $d_i = 0,013385 \text{ m}$

$\rightarrow h_i = 4890,93 \text{ W/m}^2 \cdot \text{C}$

Tabel 4.7 Data hasil perhitungan koefisien perpindahan panas sisi *tube* pada redesain *heat exchanger* antara *close loop*

Keterangan	Tube 1/2"	Tube 5/8"	Tube 3/4"
Koefisien perpindahan panas air (W /m .K)	0,615	0,615	0,615
Koefisien perpindahan panas, $h_i$ (W /m .K)	6909,51	4842,43	3506,83

**B. Koefisien Perpindahan Panas Pada Sisi *Shell***

**Angka Reynolds (*Reynolds Number*)**

Besarnya angka *reynolds* dapat ditentukan dengan persamaan 2.8 :

$$Re_d = \frac{D_e \cdot G_s}{\mu_h}$$

$D_e$  = Diameter Hidrolik,

$G_s$  = Mass Velocity,

Besarnya diameter hidrolik untuk *tube* dengan diameter 5/8" dapat ditentukan dengan persamaan 2.9 sbb:

$$D_e = \frac{4(0,5P_T 0,86P_T - ((0,5 \cdot \pi \cdot d_o^2) / 4))}{0,5 \cdot \pi \cdot d_o}$$

Diameter luar *tube*,  $d_o = 0,015875 \text{ m}$

Pitch *tube*,  $P_T = (1,42 \cdot d_o) \rightarrow 0,022543 \text{ m}$

$\rightarrow D_e = 0,019194$

Besarnya *cross flow area* untuk *tube* dengan diameter 5/8” dapat ditentukan dengan persamaan 2.10:

$$a_s = \frac{C \cdot B \cdot D_s}{P_T}$$

Tube Clearance,  $C = P_T \cdot d_o \rightarrow 0,0067 \text{ m}$   
 Diameter Shell,  $D_s = 1,15 \text{ m}$   
 Baffle Spacing,  $B = 0,480 \text{ m}$   
 $\rightarrow a_s = 0,163268 \text{ m}^2$

Besarnya *mass velocity* untuk *tube* dengan diameter 5/8” dapat ditentukan dengan persamaan 2.11:

$$G_s = \frac{m_h}{a_s}$$

Laju aliran massa  $m_h = 141,17 \text{ Kg/s}$   
 $\rightarrow G_s = 864,68 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$

Diasumsikan air pada suhu 36,5° Celcius, maka dari Lampiran 1.1 (*Tabel Physical Properties of Water*) diambil :

Viskositas absolut,  $\mu_h = 0,000715 \text{ N/m}^2 \cdot \text{s}$

Besarnya angka *reynolds* sisi *shell* pada *tube* dengan diameter 5/8” berdasarkan perhitungan dengan persamaan 2.8 :

$\rightarrow R_{ed} = 23211,84 \rightarrow$  aliran turbulen

Tabel 4.8 Data hasil perhitungan angka *reynolds* sisi *shell* pada redesain *heat exchanger* antara *close loop*

Keterangan	Tube 1/2 “	Tube 5/8 “	Tube 3/4 “
Diameter Luar Tube (m)	0,012700	0,015875	0,019050
Diameter Hidrolik (m)	0,015355	0,019194	0,023032
Cross Flow Area (m <sup>2</sup> )	0,141972	0,163268	0,188918
Mass Velocity (kg/m <sup>2</sup> .s)	994,39	864,68	747,28
Angka Reynolds	21354,89	23211,84	24072,34

### Angka Nusselt

Besarnya angka *nusselt* sisi *shell* untuk *tube* dengan diameter 5/8” dapat ditentukan dengan persamaan 2.12 :

$$Nu_d = 0,36 Re^{0,55} Pr^{0,33} (\mu_b / \mu_w)^{0,14}$$

Angka *reynolds*,  $Re_d = 23211,84$

Diasumsikan air pada suhu 36,5° Celcius, maka dari Lampiran 1.1 (Tabel *Physical Properties of Water*) diambil :

Bilangan *prandtl*,  $Pr = 4,78$

$$\rightarrow Nu_d = 148,97$$

Tabel 4.9 Data hasil perhitungan angka *nusselt* sisi *shell* pada redesain *heat exchanger* antara *close loop*

Keterangan	Tube 1/2 “	Tube 5/8 “	Tube 3/4 “
Bilangan <i>prandtl</i>	4,78	4,78	4,78
Angka <i>nusselt</i> sisi <i>shell</i>	142,29	148,97	151,98

### Koefisien Perpindahan Panas Konveksi

Besarnya koefisien perpindahan panas konveksi sisi *shell* ( $h_o$ ) untuk *tube* dengan diameter 5/8” dapat ditentukan dengan persamaan 2.13

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

Angka *nusselt*,  $Nu = 148,97$

Diasumsikan air pada suhu 36,5° Celcius, maka dari Lampiran 21 (Tabel *Physical Properties of Water*) diambil :

Koefisien perpindahan panas air,  $k = 0,624 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$

Diameter Hidrolik,  $D_e = 0,013517 \text{ m}$

$$\rightarrow h_o = 5909,39 \text{ W/m}^2 \cdot \text{C}$$

Tabel 4.10 Data hasil perhitungan koefisien perpindahan panas sisi *shell* pada redesain *heat exchanger* antara *close loop*

Keterangan	Tube 1/2 “	Tube 5/8 “	Tube 3/4 “
Koefisien perpindahan panas air, (W/m.K)	0,618	0,618	0,618
Koefisien perpindahan panas, $h_o$ (W/m .K)	5782,53	4843,11	4117,54

### C. Analisis Koefisien Perpindahan Panas Menyeluruh

Besarnya perpindahan panas menyeluruh untuk diameter *tube* 5/8” dapat ditentukan dengan persamaan 2.16 :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{\ln(r_o / r_i)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_o}}$$

Diameter dalam <i>tube</i> ,	$d_i$	= 0,013385 m
Diameter luar <i>tube</i> ,	$d_o$	= 0,015875 m
Koefisien perpindahan panas tube (CuNi10),	$k$	= 50,0W/m .°C
Panjang <i>tube</i> ,	$L$	= 2,438 m
Perpindahan panas $h_i$ ,	$h_i$	= 4842,43 W/m <sup>2</sup> .C
Perpindahan panas $h_o$ ,	$h_o$	= 4843,11 W/m <sup>2</sup> . C

$$\rightarrow U = 1572,69 \text{ W/m}^2 \cdot \text{C}$$

Tabel 4.11 Data hasil perhitungan koefisien perpindahan panas menyeluruh pada redesain *heat exchanger* antara *close loop*

Keterangan	Tube 1/2 “	Tube 5/8 “	Tube 3/4 “
Koefisien perpindahan panas tube (CuNi10), (W /m .K)	50.0	50.0	50.0
Koefisien perpindahan panas menyeluruh, U (W /m .K)	1659,45	1572,69	1406,62

### 4.3.2 Analisa Perhitungan Jumlah dan Panjang *Tube*

#### A. Perhitungan Beda Suhu Rata-rata Log (LMTD)

Besarnya beda suhu rata-rata dapat ditentukan dengan persamaan 2.17

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{ho} - T_{ci}) - (T_{hi} - T_{co})}{\ln\left(\frac{T_{ho} - T_{ci}}{T_{hi} - T_{co}}\right)} K$$

Temperatur air olah masuk	$T_{hi} = 38,88 \text{ }^\circ\text{C}$
Temperatur air olah keluar	$T_{ho} = 34,1 \text{ }^\circ\text{C}$
Temperatur air pendingin/ <i>draft tube</i> masuk	$T_{ci} = 27,4 \text{ }^\circ\text{C}$
Temperatur air pendingin/ <i>draft tube</i> Keluar	$T_{co} = 31,12 \text{ }^\circ\text{C}$

$$\rightarrow \Delta T_{LMTD} = 7,22 \text{ } ^\circ\text{C}$$

## B. Perhitungan jumlah tube

Perhitungan jumlah tube pada *heat exchanger shell and tube* memerlukan beberapa parameter yang harus dihitung terlebih dahulu, diantaranya:

### Luas aliran Total (A)

Besarnya luas aliran total dapat ditentukan dengan persamaan 2.2:

$$m_c = A \cdot v \cdot \rho$$

Diasumsikan air pada suhu  $29,00^\circ$  Celcius, maka dari Lampiran 21 (Tabel *Physical Properties of Water*) diambil :

$$\text{Kerapatan air, } \rho = 997,01 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{Laju aliran massa, } m_c = 181,586 \text{ kg/s}$$

$$\text{Kecepatan rata-rata air, } v = 1,222 \text{ m/s}$$

$$\rightarrow A = 0,1490 \text{ m}^2$$

### Luas Tube (A<sub>T</sub>)

Besarnya luas tube dapat ditentukan dengan persamaan:

$$A_T = \frac{1}{4} \pi d_i^2$$

$$\text{Diameter dalam tube, } d_i = 0,013385 \text{ m}$$

$$\rightarrow A_T = 0,000141 \text{ m}^2$$

### Jumlah Tube (n)

Besarnya jumlah tube dapat ditentukan dengan persamaan:

$$A = n \cdot A_T$$

$$\text{Luas aliran total, } A = 0,1490 \text{ m}^2$$

$$\text{Luas tube, } A_T = 0,000141 \text{ m}^2$$

$$\rightarrow n = 1060$$

Tabel 4.12 Data hasil perhitungan jumlah tube pada redesain *heat exchanger* antara *close loop*

Keterangan	Tube 1/2 “	Tube 5/8 “	Tube 3/4 “
Kecepatan rata-rata air sisi tube, v (m/s)	1,781	1,222	0,752
Luas aliran total, A (m <sup>2</sup> )	0,102263	0,149043	0,211534
Luas tube, A (m <sup>2</sup> )	0.000082	0.000141	0.000215
Jumlah Tube	2498.86	2119.51	1965.02

### Perhitungan Faktor Koreksi (F)

Besarnya faktor koreksi dapat ditentukan dengan perhitungan P dan R menggunakan persamaan 2.18:

$$P = \frac{t_{co} - t_{ci}}{T_{hi} - t_{ci}}$$
$$R = \frac{T_{hi} - T_{ho}}{t_{co} - t_{ci}}$$

Temperatur air <i>draft tube</i> masuk,	$t_{ci}$	= 27,4 °C
Temperatur air <i>draft tube</i> keluar,	$t_{co}$	= 31,12 °C
Temperatur air olah masuk,	$T_{hi}$	= 34,1 °C
Temperatur air olah keluar,	$T_{ho}$	= 38,88 °C

$$\rightarrow P = 0,324$$

$$\rightarrow R = 1,286$$

Jadi faktor koreksi berdasarkan gambar 2.17 yaitu Gambar faktor koreksi untuk *heat exchanger* dengan satu lintas – selongsong dan dua , empat atau masing masing kelipatan dari lintas tabung adalah  $F = 0,97$

### Luas Permukaan Total Akibat Faktor Koreksi ( $A_{tot}$ )

Besarnya luas permukaan total akibat faktor koreksi dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan 2.19:

$$q = U \cdot A_{tot} \cdot F \cdot \Delta T_m$$

Beban energi yang diserap air,	$q$	= 28822,68W
Perpindahan kalor menyeluruh,	$U$	= 1572,69 W/m <sup>2</sup> . C
Faktor koreksi,	$F$	= 0,97
Beda suhu rata-rata log,	$\Delta T_m$	= 7,22 °C

*Safety factor* dalam redesain alat *heat exchanger* antara ditentukan sebesar 15% dari luas total permukaan perpindahan panas

$$\rightarrow A_{tot} = 257,61 \text{ m}^2$$

### Panjang Tube ( $L_t$ )

Besarnya luas permukaan total akibat faktor koreksi dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan sbb:

$$A_{\text{tot}} = n \cdot \pi d L$$

Jumlah *tube*,  $n = 1060$

Diameter luar *tube*,  $d_o = 0,015875 \text{ m}$

Luas permukaan total,  $A_{\text{tot}} = 257,61 \text{ m}^2$

$$\rightarrow L = 4,876 \text{ m}$$

Dikarnakan panjang *tube* harus sama dengan existing (2,438) maka panjang aktual *tube* dapat ditentukan dengan persamaan berikut:

$$A_{\text{tot}} = 2n \cdot \pi d L$$

$$\rightarrow L = 2,438 \text{ m}$$

Tabel 4.13 Data hasil perhitungan total jumlah *tube* pada redesain *heat exchanger* antara *close loop*

Keterangan	Tube 1/2 “	Tube 5/8 “	Tube 3/4 “
Faktor koreksi, F	0,97	0,97	0,97
Luas permukaan total, $A_{\text{Tot}} (\text{m}^2)$	242.89	257.61	286.54
Panjang <i>tube</i> , L (m)	2,438	2,438	2,438
Jumlah <i>tube</i>	2498.86	2119.51	1965.02

### 4.3.3 Analisa Perhitungan Pressure Drop

*Pressure drop* yang terjadi didalam *tube* dan sisi *shell* dapat dihitung sesuai dengan persamaan 4.22 dan 4.23:

$$\Delta P_{\text{tube}} = 4f \frac{L \cdot N_p}{d_i} \rho \frac{u_m^2}{2} + 4N_p \frac{\rho \cdot u_m^2}{2}$$

*Friction factor*,  $f = ((1,58 \text{ Re}_d) - 3,28)^{-2}$

$$\text{Headloss Major } \Delta P_{\text{t,mayor}} = \frac{f \cdot G_s^2 \cdot D_s (N_B + 1)}{2 \cdot \rho \cdot D_e (\mu_b / \mu_w)^{0.14}}$$

*Friction factor*,  $f = \exp(0,576 - 0,19 \ln \text{Re}_d)$

Tabel 4.14 Data hasil perhitungan *pressure drop* sisi *shell* dan sisi *tube* pada redesain *heat exchanger* antara *close loop*

Keterangan	Tube 1/2 “	Tube 5/8 “	Tube 3/4 “
Pressure drop sisi <i>tube</i> , $\Delta P_{\text{tube}}$ (kg/cm <sup>2</sup> )	0.126	0.060	0.030
Pressure drop sisi <i>shell</i> , $\Delta P_{\text{t,mayor}}$ (kg/cm <sup>2</sup> )	0.441	0.302	0.216

#### 4.3.4 Analisa Diameter *Shell*

Susunan tube didalam *shell* dipilih mempunyai susunan segitiga (*triangular*) dengan sudut 60°. Susunan segitiga dipilih karena mempunyai efektifitas perpindahan kalor yang lebih baik dibandingkan segi empat (*square*). Untuk memferifikasi banyaknya jumlah *tube* hasil perhitungan mampu ditampung dalam diameter *shell heat exchanger* exsisting, dapat ditentukan dengan persamaan 2.31:

$$D_s = \sqrt{\frac{N_t \cdot 4A_1}{CTP \cdot \Pi}}$$

Jumlah *tube*,  $N_t = 2107$

CTP = 0,9 (*Two Tube Passes*)

CL = 0,87 (*for 30° and 60°*)

$P_t = 0,022543$

$$A_1 = CL \cdot P_t^2 \rightarrow A_1 = 0,000442$$

$$\rightarrow D_s = 1,15\text{m}$$

Tabel 4.15 Data hasil perhitungan diameter *shell* pada redesain *heat exchanger* antara *close loop*

Keterangan	Tube 1/2 “	Tube 5/8 “	Tube 3/4 “
Diameter <i>shell</i> , $D_s$ (m)	1,00	1,15	1,33

Berdasarkan hasil perhitungan diatas didapatkan bahwa diameter *shell* yang memenuhi parameter yang telah ditetapkan diantaranya *duty* dan panjang tube serta batasan maksimal diameter *shell* yang diijinkan (max 1,15m) adalah redesain *heat exchanger* dengan menggunakan diameter *tube* 1/2” dan 5/8”. Pada *tube* dengan diameter 3/4” tidak dapat digunakan dikarenakan diameter *shell* melebihi dimensi ruangan untuk penempatan *heat exchanger* antara.



#### 4.3.5 Analisa Efektifitas *Heat exchanger* Antara Redesain

Untuk menganalisa performansi dari *heat exchanger* antara hasil redesain pada sistem *close loop* dilakukan dengan metode yang sama sesuai analisa efektifitas *heat exchanger* antara *existing* sebelumnya dengan hasil sebagai berikut:

Tabel 4.16 Data hasil analisis efektifitas *heat exchanger* antara redesain pada sistem *close loop*

Keterangan	Tube 1/2 “	Tube 5/8 “	Tube 3/4 “
Laju kapasitas kalor sisi <i>tube</i> ( $C_c$ )	758,85	758,85	758,85
Laju kapasitas kalor sisi <i>shell</i> ( $C_h$ )	589,82	589,82	589,82
Laju perpindahan panas maksimum ( $q_{max}$ )	6775,66	6774,36	6774,67
Laju perpindahan panas aktual ( $q_{aktual}$ )	2822,68	2822,68	2822,68
Efektifitas <i>heat exchanger</i> ( $\mathcal{E}$ )	0,42	0,42	0,42
<i>Number of transfer unit</i> (NTU)	0,687	0,687	0,687
Perpindahan panas menyeluruh (U)	1659,45	1572,69	1406,62
Total luas permukaan perpindahan panas ( $A_{tot}$ )	242,89	257,61	286,54
Efektifitas <i>heat exchanger</i> ( $\mathcal{E}$ ) $f(NTU, C_r)$	0,42	0,42	0,42

#### 4.3.6 Resume *Thermal Modeling*

Berdasarkan hasil perhitungan beban total pendinginan pada generator dan bearing di bab sebelumnya digunakan dalam inputan permodelan dalam redesain HE *shell and tube* antara pada sistem *close loop* diantaranya sbb.

Hasil *thermal modeling* redesain *heat exchanger* dengan variasi diameter dan batasan dimensi dan debit fluida yang telah ditentukan. Diperoleh hasil spesifikasi HE yang mampu mendinginkan total beban pendinginan dan batasan dimensi (panjang *tube* max 2.438m, ID diameter shell max 1.15m) adalah HE dengan tube 1/2” dan 5/8”. Selanjutnya dengan mempertimbangkan durasi waktu ketidaksiapan unit untuk kegiatan *cleaning fouling* pada *tube* maka *heat exchanger* dengan tube 5/8” lebih tepat untuk kondisi sistem pendingin di cirata.

Tabel 4.17 Perbandingan *thermal performance* pada hasil *redesain*

<b>Paramter Heat Transfer</b>	<b>Tube 1/2"</b>	<b>Tube 5/8"</b>	<b>Tube 3/4"</b>
Diameter Dalam <i>Tube</i> (m)	0,010211	0,013385	0,016561
Diameter Luar <i>Tube</i> (m)	0,012700	0,015875	0,019050
Konduktivitas Thermal CuNi 10	50,00	50,00	50,00
Panjang <i>Tube</i> (m)	2,438	2,438	2,438
Kecepatan Sisi <i>Tube</i> (m/s)	1,781	1,222	0,752
Angka <i>Reynolds</i> Sisi <i>Tube</i>	21354,89	19742,79	17211,10
Angka <i>Nuselt</i> Sisi <i>Tube</i>	114,72	105,39	94,43
Koefisien Perpindahan Panas Sisi <i>Tube</i> (W /m .K)	6909,51	4842,43	3506,83
Angka <i>Reynolds</i> Sisi <i>Shell</i>	21354,89	23211,84	24072,34
Angka <i>Nuselt</i> Sisi <i>Shell</i>	142,29	148,97	151,98
Koefisien Perpindahan Panas Sisi <i>Shell</i> (W /m .K)	5782,53	4843,11	4117,54
Koefisien Perpindahan Panas Menyeluruh(W /m .K)	1659,45	1572,69	1406,62
Beda Suhu Rata -Rata $\Delta T_{LMTD}$ (K)	7,22	7,22	7,22
Jumlah <i>Tube</i>	2498,86	2119,51	1965,02
Faktor Koreksi	0,97	0,97	0,97
Luas Permukaan Perpindahan Panas	242,89	257,61	286,54
Diameter Dalam <i>Shell</i> (m)	1,00	1,15	1,33
Jarak antar <i>Baffle</i> (m)	0,480	0,480	0,480
Jumlah <i>Baffle</i>	4,0	4,0	4,0
Diameter <i>Shell</i> (m)	1,00	1,15	1,33
Penurunan Tekanan Sisi <i>Tube</i> (kg/cm <sup>2</sup> )	0,126	0,060	0,030
Penurunan Tekanan Sisi <i>Shell</i> (kg/cm <sup>2</sup> )	0,441	0,302	0,216
Laju Kapasitas Kalor <i>Cmin</i>	589,92	589,80	589,83
Laju Kapasitas Kalor <i>Cmax</i>	758,85	758,85	758,84
<i>Heat Capacity</i>	0,78	0,78	0,78
Laju Perpindahan Panas Maksimum ( <i>qmax</i> )	6775,66	6774,36	6774,67
Laju Perpindahan Panas Aktual ( <i>qaktual</i> )	2822,68	2822,68	2822,68
Efektifitas Alat Heat exchanger	0,42	0,42	0,42
<i>Number of Transfer Unit</i> (NTU )	0,68	0,69	0,68
Efektifitas alat heat exchanger $F(NTU; C_{min}/C_{max})$	0,42	0,42	0,42

Tabel 4.18 Perbandingan antara desain *existing* dengan *new desain*

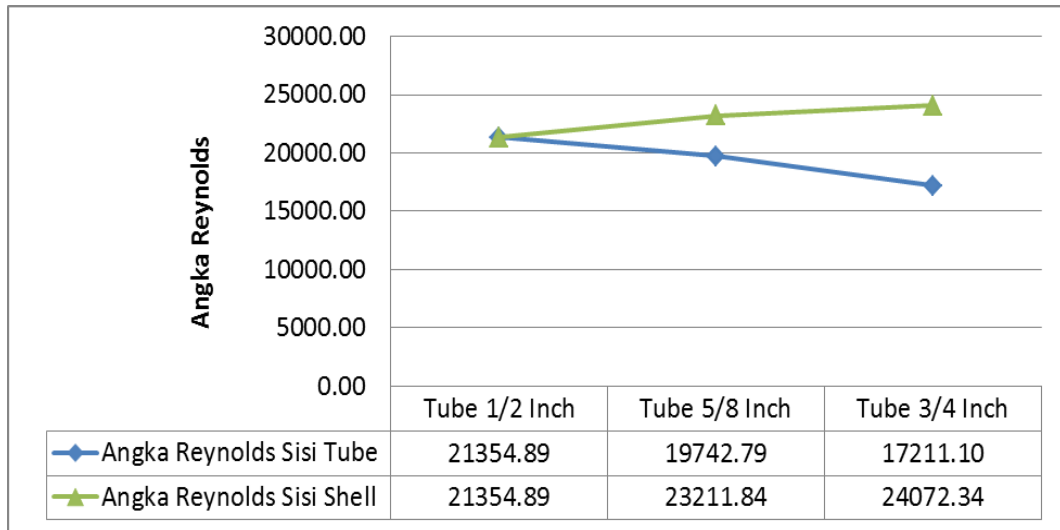
Keterangan	Desain Existing				New Desain			
	Air olah		Air draft tube		Air olah		Air draft tube	
Laju aliran masa (kg/hr)	416242		372195		508207		372195 653719	
Temperature (°C)	38,7	36	29	32	38,89	34,1	27,4	31,12
Q (kW)	1296,3				2822,68			
LMTD (K)	6,84				7,22			
Q/ΔT (W/K)	189.523				390.953			
Luas permukaan luar pipa, A (m <sup>2</sup> )	230,38				257,61			
Material pipa	Cu-Ni 10 (ASTM C70600)				Cu-Ni 10 (ASTM C70600)			
Diameter luar pipa, Do (mm)	0,015875				0,015875			
Diameter dalam, Di (mm)	0,013858				0,013858			
Panjang pipa, L (m)	2.438				2.438			
Kecepatan fluida dlm pipa, V (m/s)	0,779				1,222			
Jarak antar center pipa, P <sub>T</sub> (mm)	0,022875				0,022543			
Jumlah pipa	1968				2120			
Diameter dalam <i>shell</i> , Ds (m)	1,150				1,150			
Jarak antar <i>baffle</i> , B (m)	0,48				0,48			
Jumlah <i>baffle</i> (buah)	4				4			
U (W/m <sup>2</sup> .K)	904,52				1572,69			

Hasil menunjukkan dengan memanfaatkan kemampuan seluruh debit air pompa pendingin, meningkatkan luas permukaan perpindahan panas melalui penambahan jumlah *tube* dan penurunan *pitch ratio* dapat meningkatkan *duty* HE antara. Dengan kenaikan *duty* tersebut sistem *close loop* dapat digunakan untuk melayani seluruh beban pendinginan generator dan bearing.

#### 4.3.7 Analisa Hasil Perhitungan Redesain *Heat Exchanger* Antara

Metode optimasi sistem pendingin *close loop* dilakukan dengan redesain HE antara melalui variasi diameter tube 3/4", 5/8" dan 1/2". Dengan dibatasi beberapa parameter harus sama dengan kondisi *existing* diantaranya panjang HE Antara, diameter *shell* maksimal, daya pompa (debit pompa), *pitch* susunan tube dan beban pendinginan harus menyesuaikan data *commisioning* dan operasi terkini diperoleh hasil sebagai berikut.

### A. Analisis Angka Reynolds VS Diameter Tube

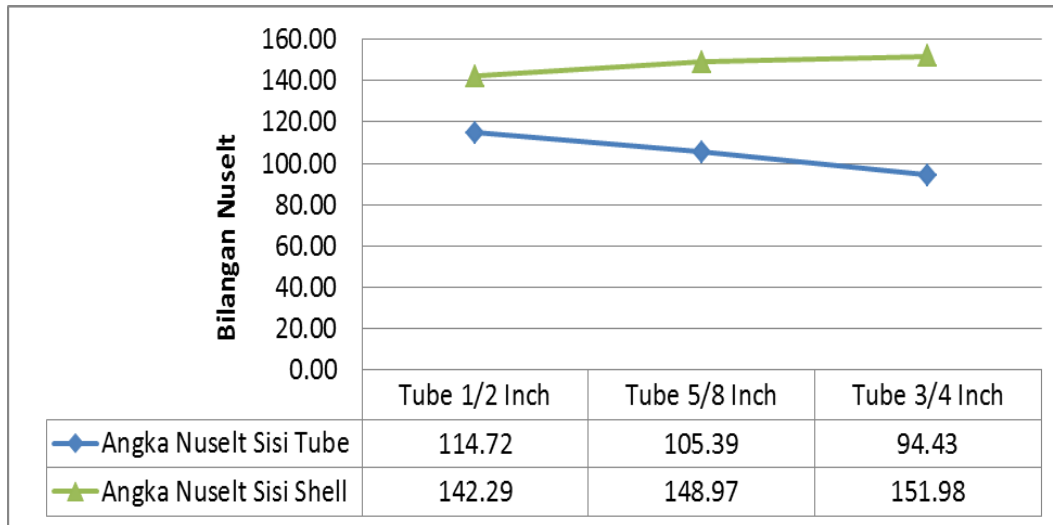


Gambar 4.4 Hubungan angka *reynolds* dengan diameter *tube* pada *heat exchanger shell and tube*

Berdasarkan grafik hubungan antara variasi diameter *tube* dan angka *reynolds* dalam perancangan *heat exchanger* didapatkan hasil sbb:

1. Semakin kecil diameter *tube* maka semakin besar angka *reynolds* pada sisi *tube*, kondisi ini diakibatkan karena meningkatnya kecepatan aliran dalam *tube* akibat menurunnya diameter *tube* yang digunakan. Besarnya peningkatan angka *reynolds* untuk penurunan diameter *tube* dari 3/4” ke 5/8” sebesar 12,8% dan peningkatan angka *reynolds* untuk penurunan diameter *tube* dari 5/8” ke 1/2” sebesar 7,6%.
2. Dengan panjang *tube* sama, maka semakin kecil diameter *tube* semakin kecil angka *reynolds* pada sisi *shell*. Kondisi ini diakibatkan menurunnya nilai diameter hidrolis akibat semakin kecil diameter *tube* yang digunakan,. Besarnya penurunan angka *reynolds* untuk penurunan diameter *tube* dari 3/4” ke 5/8” sebesar 20% dan penurunan angka *reynolds* untuk penurunan diameter *tube* dari 5/8” ke 1/2” sebesar 25%.

## B. Analisis Angka Nusselt VS Diameter Tube

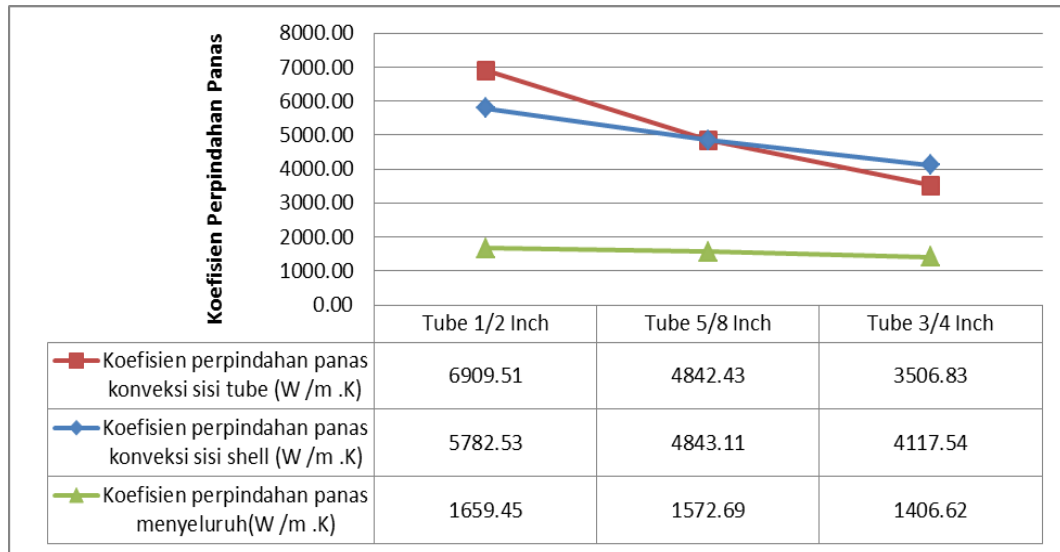


Gambar 4.5 Hubungan angka *nusselt* vs diameter *tube* pada *heat exchanger shell and tube*

Berdasarkan grafik hubungan antara variasi diameter *tube* dan angka *nusselt* dalam perancangan *heat exchanger* didapatkan hasil sbb:

1. Semakin kecil diameter *tube* maka semakin besar angka *nusselt* pada sisi *tube*, kondisi ini diakibatkan karena meningkatnya angka *reynolds* akibat menurunnya diameter *tube* yang digunakan. Besarnya peningkatan angka *reynolds* untuk penurunan diameter *tube* dari 3/4" ke 5/8" sebesar 10,4% dan untuk diameter *tube* dari 5/8" ke 1/2" sebesar 8,2%.
2. Dengan batasan panjang *tube* yang sama, maka semakin kecil diameter *tube* semakin kecil angka *nusselt* pada sisi *shell*. Kondisi ini disebabkan oleh menurunnya angka *reynolds* seiring menurunnya diameter hidrolis akibat semakin kecil diameter *tube* yang digunakan. Besarnya penurunan angka *nusselt* untuk penurunan diameter *tube* dari 3/4" ke 5/8" sebesar 2,% dan untuk diameter *tube* dari 5/8" ke 1/2" sebesar 4,7%.

### C. Analisis Koefisien Perpindahan Panas VS Diameter Tube



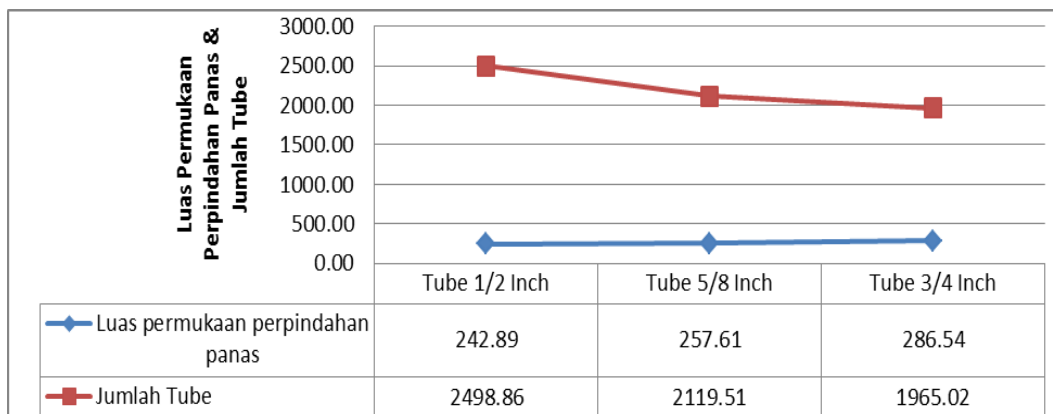
Gambar 4.6 Hubungan koefisien perpindahan panas vs diameter *tube* pada *heat exchanger shell and tube*

Berdasarkan grafik hubungan antara variasi diameter *tube* dan koefisien perpindahan panas dalam perancangan *heat exchanger* didapatkan hasil sebagai berikut:

1. Semakin kecil diameter *tube* maka semakin besar koefisien perpindahan panas konveksi pada sisi *tube*, kondisi ini diakibatkan karena meningkatnya angka *nusselt* akibat menurunnya diameter *tube* yang digunakan. Besarnya peningkatan koefisien perpindahan panas konveksi untuk penurunan diameter *tube* dari 3/4” ke 5/8” sebesar 27,6% dan untuk diameter 5/8” ke 1/2” sebesar 30%.
2. Semakin kecil diameter *tube* semakin besar nilai koefisien perpindahan panas konveksi pada sisi *shell*. Kondisi ini diakibatkan menurunnya diameter hidrolik akibat semakin kecil diameter *tube* yang digunakan meskipun angka *nusselt* mengalami penurunan. Dimana presentase menurunnya diameter hidrolik lebih besar dibandingkan dengan presentase kenaikan penurunan angka *nusselt* adalah faktor penyebab koefisien perpindahan panas konveksi meningkat seiring dengan penurunan diameter *tube*. Besarnya peningkatan koefisien perpindahan panas konveksi untuk penurunan diameter *tube* dari 3/4” ke 5/8” sebesar 15% dan untuk diameter *tube* dari 5/8” ke 1/2” sebesar 16,3%.

3. Semakin kecil diameter *tube* maka semakin besar koefisien perpindahan panas menyeluruh pada *heat exchanger*. Kondisi ini diakibatkan meningkatnya koefisien perpindahan panas konveksi dan konduksi akibat menurunnya diameter *tube* yang digunakan. Besarnya peningkatan koefisien perpindahan panas menyeluruh untuk penurunan diameter *tube* dari 3/4” ke 5/8” sebesar 10,6% dan untuk diameter *tube* dari 5/8” ke 1/2” sebesar 5,3%.

**D. Analisis Luas Perpindahan Panas, Jumlah Tube VS Diameter Tube**

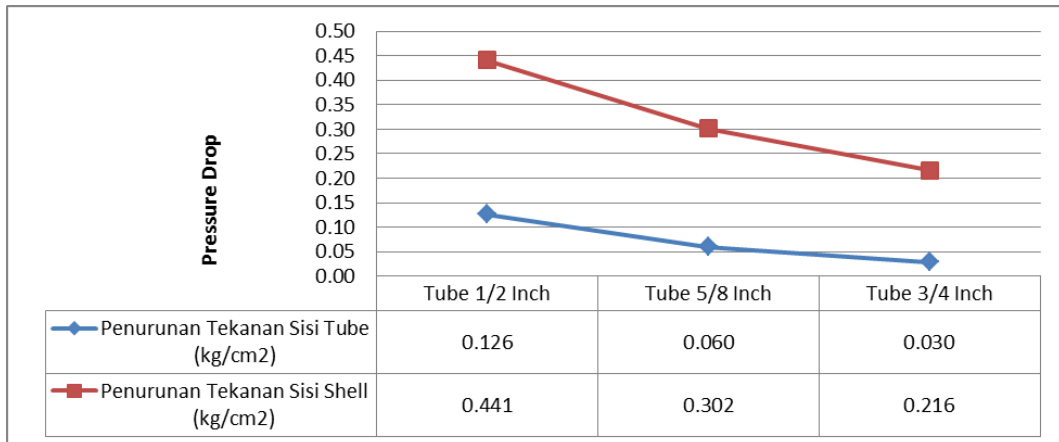


Gambar 4.7 Hubungan luas perpindahan panas, jumlah tube vs diameter *tube* pada *heat exchanger shell and tube*

Berdasarkan gambar hubungan antara variasi diameter *tube* dan luas perpindahan panas, jumlah *tube* dalam perancangan *heat exchanger* didapatkan hasil sbb:

1. Semakin kecil diameter *tube* maka semakin banyak jumlah tube yang diperlukan akibat menurunnya nilai koefisien perpindahan panas alat *heat exchanger*. Besarnya kenaikan jumlah tube untuk penurunan diameter *tube* dari 3/4” ke 5/8” sebesar 7,86% dan kenaikan jumlah tube untuk penurunan diameter *tube* dari 5/8” ke 1/2” sebesar 17,89%.
2. Semakin kecil diameter *tube* maka semakin kecil luas permukaan perpindahan panas menyeluruh pada *heat exchanger*. Kondisi ini disebabkan oleh meningkatnya nilai koefisien perpindahan panas alat penukar seiring dengan penurunan diameter *tube* yang digunakan. Besarnya penurunan luas area permukaan perpindahan panas untuk penurunan diameter *tube* dari 3/4” ke 5/8” sebesar 11,23% dan untuk diameter *tube* dari 5/8” ke 1/2” sebesar 6,1%.

### E. Analisis *Pressure Drop* VS Diameter *Tube*



Gambar 4.8 Hubungan *pressure drop* VS diameter *tube* pada penukar klor *shell and tube*


1. Semakin kecil diameter *tube* maka semakin besar *pressure drop* pada sisi *tube* dan sisi *shell* akibat dari meningkatnya faktor gesekan seiring menurunnya diameter *tube*.

#### 4.3.7 Perhitungan Komputerisasi

Untuk memvalidasi hasil perhitungan manual dalam redesign perancangan alat heat exchanger antara pada sistem *close loop* menggunakan program *heat transfer research inc* (HTRI). Dengan memasukkan data data, tekanan, laju aliran massa, temperature, beban/*duty* serta asumsi – asumsi perancangan berdasarkan standar – standar dari TEMA didapatkan hasil diantaranya sbb:



Tabel 4.19 Data hasil performansi redesain alat *heat exchanger* sistem *close loop* melalui program HTRI

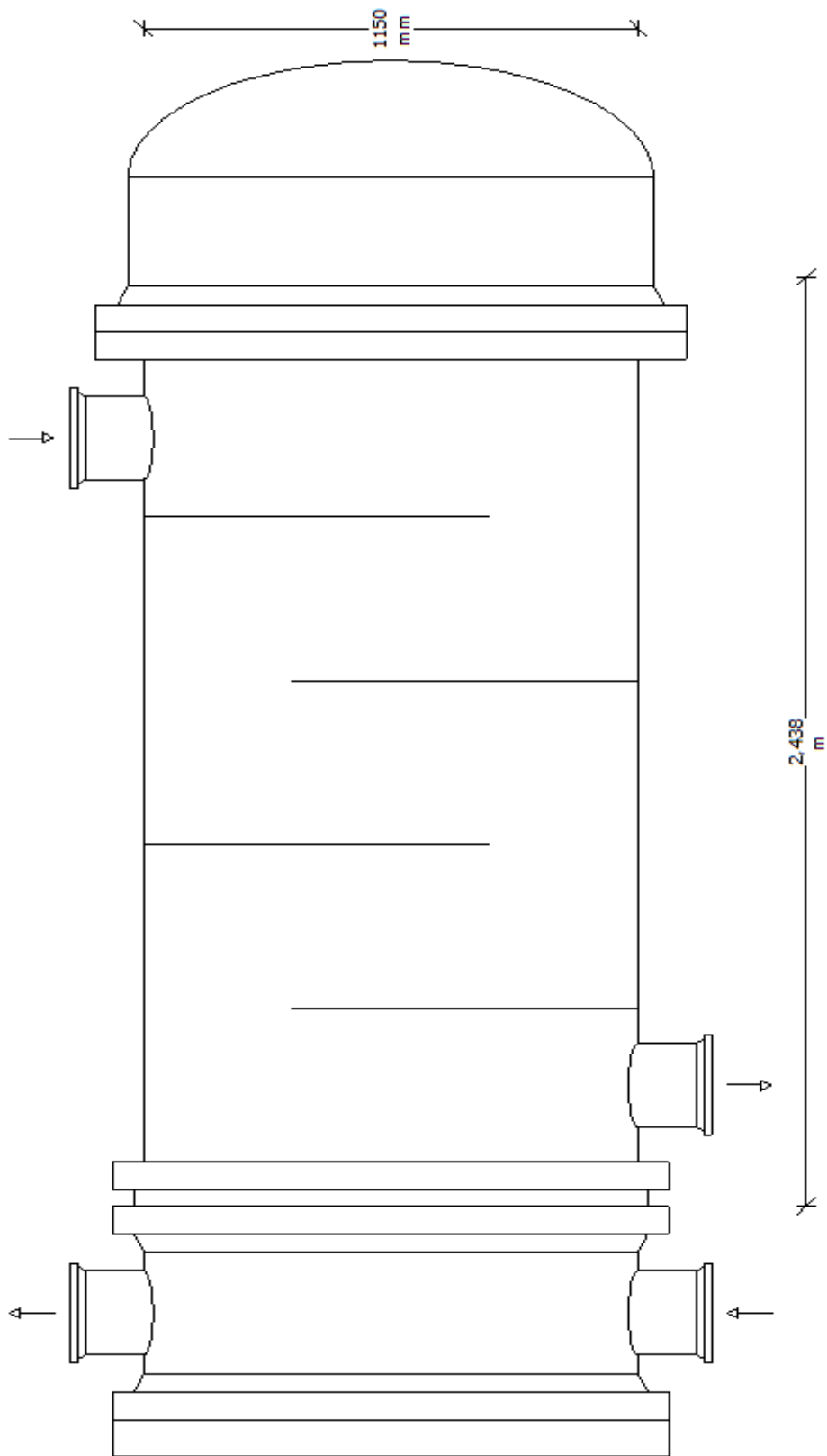
		Output Summary		Page 1		
		Released to the following HTRI Member Company:				
Xist 7.3.1 31/05/2018 15:06 SN: 09058-149179255					SI Units	
TUBE 5/8"						
CLOSE LOOP CIRATA						
Rating - Horizontal Multipass Flow TEMA AES Shell With Single-Segmental Baffles						
No Data Check Messages.						
See Runtime Message Report for Warning Messages.						
Process Conditions		Hot Shellside		Cold Tubeside		
Fluid name		AIR OLAH		DRAFT TUBE		
Flow rate	(kg/s)		141,21		181,59	
Inlet/Outlet Y	(Wt. frac vap.)	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	
Inlet/Outlet T	(Deg C)	38,89	34,10	27,40	31,12	
Inlet P/Avg	(kPa)	541,33	518,57	541,33	521,43	
dP/Allow.	(kPa)	45,521	4,903	39,783	4,903	
Fouling	(m2-K/W)		0,000000		0,000000	
Exchanger Performance						
Shell h	(W/m2-K)	5098,9	Actual U	(W/m2-K)	1674,32	
Tube h	(W/m2-K)	5192,1	Required U	(W/m2-K)	1591,61	
Hot regime	(--)	Sens. Liquid	Duty	(MegaWatts)	2,882	
Cold regime	(--)	Sens. Liquid	Eff. area	(m2)	247,18	
EMTD	(Deg C)	7,1	Overdesign	(%)	5,2	
Shell Geometry			Baffle Geometry			
TEMA type	(--)	AES	Baffle type	Single-Seg.		
Shell ID	(mm)	1150,0	Baffle cut	(Pct Dia.)	25	
Series	(--)	1	Baffle orientation	(--)	Perpend.	
Parallel	(--)	1	Central spacing	(mm)	480,62	
Orientation	(deg)	0,00	Crosspasses	(--)	5	
Tube Geometry			Nozzles			
Tube type	(--)	Plain	Shell inlet	(mm)	202,72	
Tube OD	(mm)	15,875	Shell outlet	(mm)	202,72	
Length	(m)	2,438	Inlet height	(mm)	104,37	
Pitch ratio	(--)	1,430	Outlet height	(mm)	104,37	
Layout	(deg)	60	Tube inlet	(mm)	202,72	
Tubecount	(--)	2120	Tube outlet	(mm)	202,72	
Tube Pass	(--)	2				
Thermal Resistance; %		Velocities; m/s		Flow Fractions		
Shell	39,10		Min		A	0,410
Tube	54,94	Tubeside	1,23	1,23	B	0,406
Fouling	0,00	Crossflow	0,64	0,88	C	0,043
Metal	5,96	Window	0,53	0,75	E	0,141
					F	0,000

Selanjutnya hasil perhitungan redesain perancangan alat *heat exchanger* manual dibandingkan dengan hasil perhitungan komputerisasi untuk variasi *tube 5/8"* didapatkan hasil sbb.

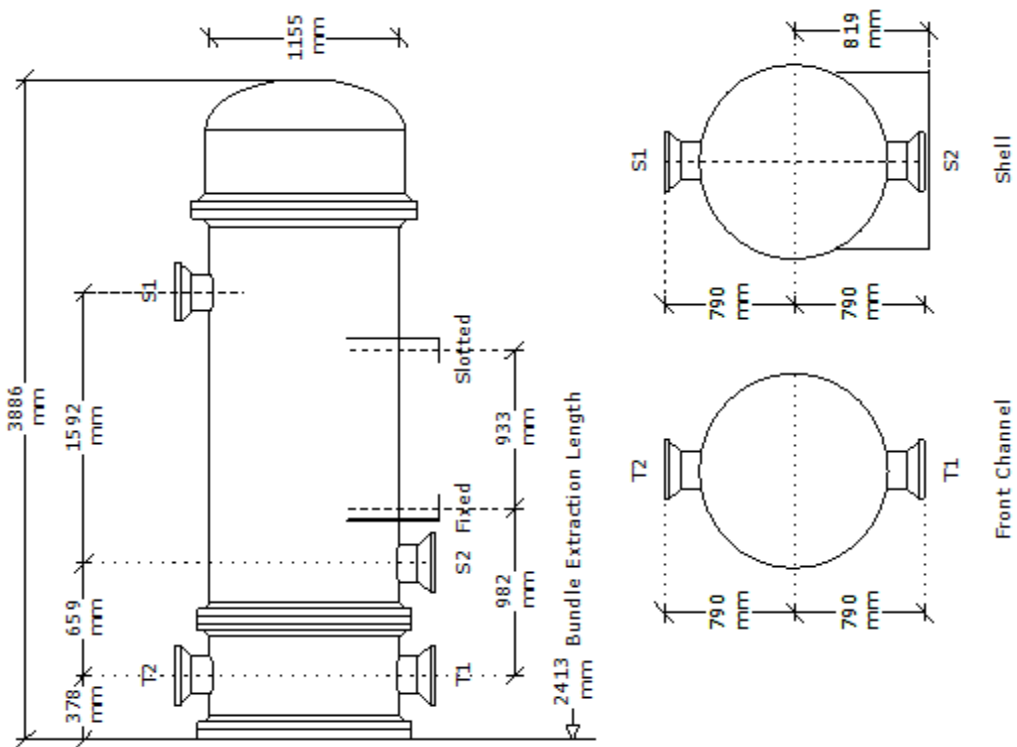
Tabel 4.20 Perbandingan hasil perancangan hitung manual dan program HTRI

Shell & Tube	Perhitungan Manual	Perhitungan HTRI	Satuan
Beban Pendinginan (q)	2882,68	2468,5	kW
Koefisien Perpindahan Kalor Menyeluruh (U)	1572,69	1674,32	(W /m .K)
LMTD/EMTD	7,22	7,1	<sup>0</sup> C
Penurunan Tekanan Sisi <i>Tube</i> ( $\Delta P$ )	6,5	39,78	kPa
Penurunan Tekanan Sisi <i>Shell</i> ( $\Delta P$ )	30,2	45,52	kPa

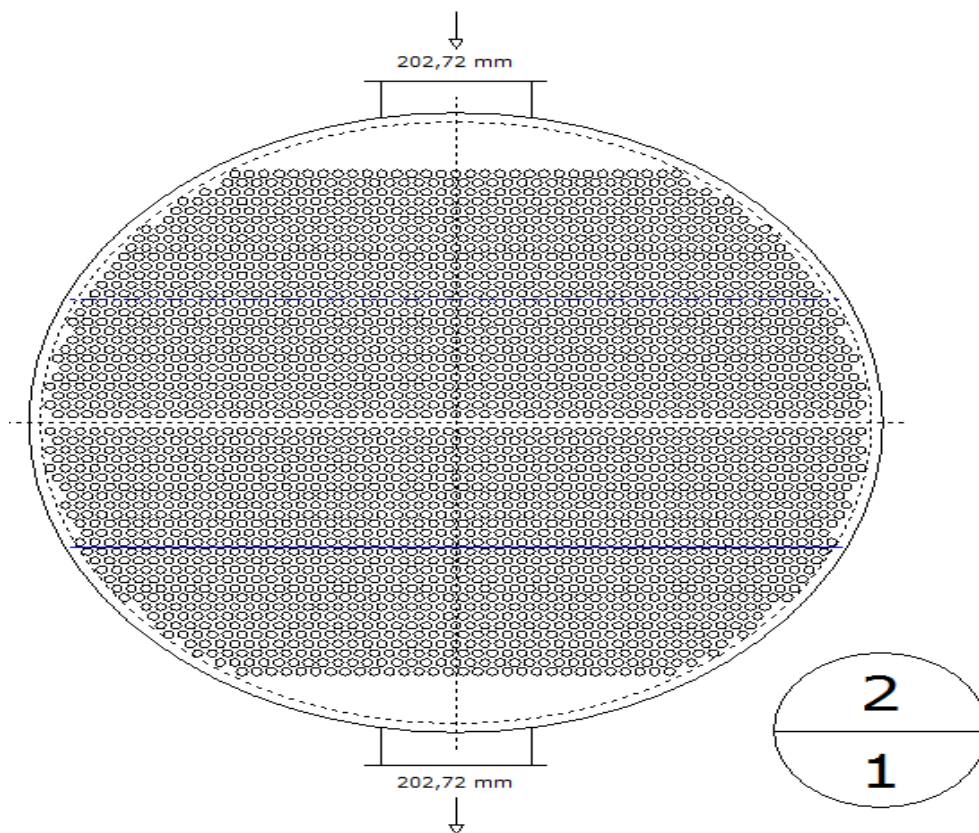
Setelah divalidasi dengan program HTRI hasil redesain alat *heat exchanger* menunjukkan nilai koefisien perpindahan kalor menyeluruh untuk spesifikasi penukar kalo yang sama hasil perhitungan HTRI memiliki nilai lebih tinggi dibanding hasil hitung manual. Hal ini menunjukkan dimensi alat *heat exchanger* yang dirancang sudah mampu untuk mendinginkan beban yang direncanakan. Untuk *drawing heat exchanger shell and tube* ditunjukkan pada gambar dibawah ini.



Gambar 4.9 Drawing *heat exchanger* antara redesign



Gambar 4.10 Setting plan drawing alat *heat exchanger* antara redesain



Gambar 4.11 *Tube layout drawing* alat *heat exchanger* antara redesain

#### 4.4 Evaluasi System Pendingin Generator dan Bearing PLTA Cirata Melalui *Cost Benefit Analysis*

Tujuan *cost benefit analysis* yaitu menentukan atau mengukur apakah kemanfaatan masing masing sistem pendingin *generator* dan *bearing* yang merupakan suatu investasi ( biaya ) yang baik atau tidak.

##### 4.4.1 Analisa *Present Value* Biaya System Pendingin Generator dan Bearing PLTA Cirata

Beberapa variable biaya yang timbul akibat penggunaan masing masing system pendingin *generator* dan *bearing* pada PLTA Cirata selama ekspektasi waktu umur peralatan yang ditentukan 20 tahun kedepan dicari nilai PV ditahun sekarang (2009). Untuk mengitung nilai sekarang tersebut perlu ditentukan terlebih dahulu berdasarkan rata rata histori *interest rate* yang terjadi diindonesia pada tahun tahun sebelumnya. adapun jenis biaya yang timbul diantaranya adalah sebagai berikut:

a. Biaya investasi awal *system close loop* diantaranya:

- Biaya *circulating pump* dan *storage pump*
- Biaya *storage tank* dan *heat exchanger* antara
- Biaya instalasi *system close loop*

b. Biaya penggantian *heat exchanger* generator dan *bearing* diantaranya:

- Biaya pengantian *air cooler generator*
- Biaya pengantian *oil cooler generator thrust bearing*
- Biaya pengantian *oil cooler turbin guide bearing*

c. Biaya pemakaian KWH listrik pada *circulating pump* dan *storage pump*

Untuk menentukan nilai PV biaya system pendingin dapat ditentukan dengan persamaan 2.33:

$$PV \text{ total cost} = \frac{C_1}{(1+i)^{n1}} + \frac{C_2}{(1+i)^{n2}} + \dots + \frac{C_n}{(1+i)^n}$$

*interest rate, I* = 12,05%

Dengan persamaan sebelumnya analisa PV biaya investasi dan operasi yang timbul untuk dihitung dalam nilai uang sekarang pada sistem pendingin *open loop* dan *close loop* PLTA Cirata diantaranya sebagai berikut:

1. *PV system open loop dengan air cooler CuNi*
2. *PV system open loop air cooler SS*
3. *PV system close loop existing*
4. *PV system close loop redesain 1/2"*
5. *PV system close loop redesain 5/8"*
6. *PV system close loop redesain 3/4"*

Hasil analisis PV biaya pada masing masing permodelan sistem pendingin PLTA Cirata berdasarkan persamaan 2.33 dapat dilihat pada tabel berikut ini.

Tabel 4.21 PV biaya *heat exchanger* dan instalasi sistem *close loop*

No	Keterangan	Nilai
1	<i>HE close loop existing</i>	Rp. 1.078.700.000
2	<i>Instalasi system close loop existing</i>	Rp. 2.532.600.000
3	<i>Air cooler generator CuNi</i>	Rp. 77.495.000
4	<i>Air cooler generator SS</i>	RP. 141.790.000
5	<i>Oil cooler generator thrust bearing</i>	Rp. 333.080.000
6	<i>Oil cooler turbin guide bearing</i>	Rp. 49.000.000
7	<i>HE close loop redesign (1/2")</i>	Rp. 1.228.825.000
8	<i>HE close loop redesign (5/8")</i>	Rp. 1.255.599.241
9	<i>HE close loop redesign (3/4")</i>	Rp. 1.278.877.599

Selanjutnya setelah diketahui biaya *heat exchanger* perperalatan dilakukan dikalkulasi berdasarkan total jumlah penggantian HE selama 20 tahun kedepan untuk di PV pada tahun sekarang. PV pada perjenis sistem pendingin baik *open loop* dan *close loop* dapat dilihat pada tabel 4.22 s/d 4.28.

Tabel 4.22 PV total biaya sistem pendingin *Open Loop* dengan *air cooler generator* CuNi PLTA per unit

1	2	3	4	5 = (3:4)		6	7	8 = (5x6x7)
				Expektasi Umur Peralatan	life time Open Loop			
NO	KETERANGAN							
1	Air Cooler Generator	20	3.43	5.84	77,495,000	12	5,426,586,571	
2	Oil Cooler Generator Thrust Bearing	20	7.59	2.63	333,080,000	2	1,755,278,005	
3	Oil Cooler Turbin Guide Bearing	20	4.00	5.00	49,000,000	2	489,730,761	
TOTAL BIAYA PER SYSTEM SELAMA 20 TAHUN								
7,671,595,337								

Tabel 4.23 PV total biaya sistem pendingin *Open Loop* dengan *air cooler generator SS* PLTA per unit

1	2	3	4	5 = (3 : 4)		6	7	8 = (5 x 6 x 7)
				Expektasi Umur Peralatan	life time Open Loop			
NO	KETERANGAN							
1	Air Cooler Generator SS	20	6.85	2.92	141,790,000	12	4,964,421,640	
2	Oil Cooler Generator Thrust Bearing	20	7.59	2.63	333,080,000	2	1,755,278,005	
3	Oil Cooler Turbin Guide Bearing	20	4.00	5.00	49,000,000	2	489,730,761	
TOTAL BIAYA PER SYSTEM/TAHUN								
7,209,430,406								

Tabel 4.24 PV total biaya sistem pendingin *close loop existing* PLTA per unit

1	2	3	4	5 = (3:4)		6	7	8 = (5 x 6 x 7)
				Expektasi Umur Peralatan	life time Close Loop			
1	Air Cooler Generator	20	6.85	2.92	12	77,495,000	12	2,713,293,286
2	Oil Cooler Generator Thrust Bearing	20	7.59	2.63	2	333,080,000	2	1,755,278,005
3	Oil Cooler Turbin Guide Bearing	20	4.00	5.00	2	49,000,000	2	489,730,761
4	System Close Loop Existing	20	20.00	1.00	1	2,532,600,000	1	2,532,600,000
5	HE Close Loop Existing	20	20.00	1.00	2	1,078,700,000	2	2,157,400,000
6	Circulating Pump (Biaya Listrik)	20		1.00	2190	57,408.40	2190	1,097,628,951
7	Storage Water Pump	20		1.00	146	4,549.04	146	5,530,689
TOTAL BIAYA PER SYSTEM/TAHUN								
								10,751,461,691

Tabel 4.25 PV total biaya sistem pendingin *close loop redesign 1/2"* PLTA per unit

1	2	3	4	5 = (3:4)		6	7	8 = (5 x 6 x 7)
				Expektasi Umur Peralatan	life time Close Loop			
1	Air Cooler Generator	20	6.85	2.92	12	77,495,000	12	2,713,293,286
2	Oil Cooler Generator Thrust Bearing	20	15.18	1.32	2	333,080,000	2	877,639,002
3	Oil Cooler Turbin Guide Bearing	20	8.00	2.50	2	49,000,000	2	244,865,381
4	System Close Loop Existing	20	20.00	1.00	1	2,532,600,000	1	2,532,600,000
5	HE Close Loop Re-Design (1/2")	20	20.00	1.00	2	1,228,825,819	2	2,457,651,637
6	Circulating Pump (Biaya Listrik)	20		1.00	2190	57,408.40	2190	1,097,628,951
7	Storage Water Pump	20		1.00	146	4,549.04	146	5,530,689
TOTAL BIAYA PER SYSTEM/TAHUN								
								9,929,208,946



Tabel 4.26 P V total biaya sistem pendingin *close loop redesain 5/8"* PLTA per unit

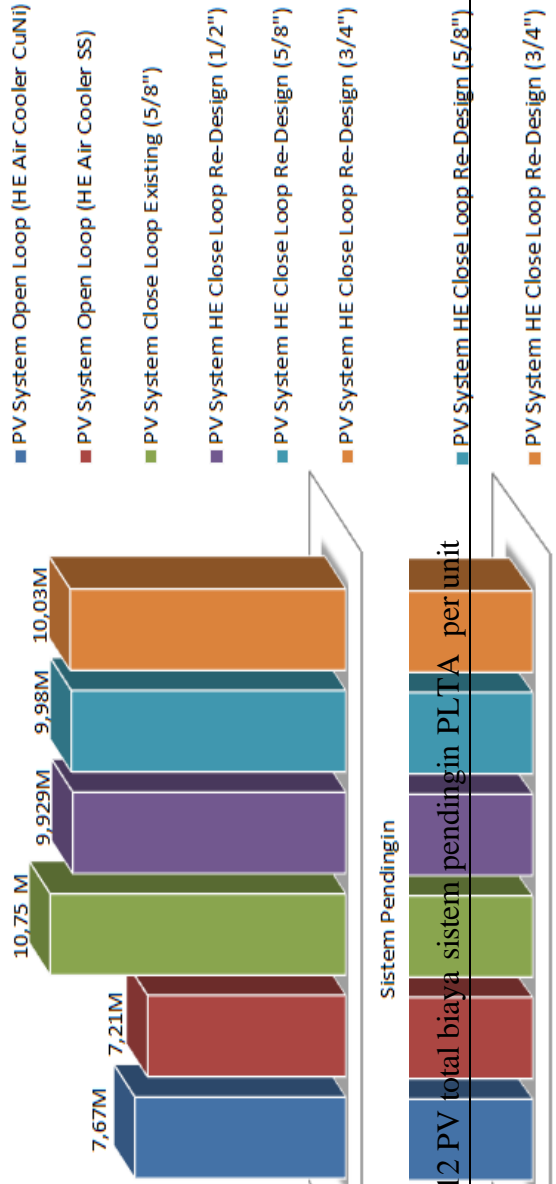
1	2	3	4	5 = (3:4)		6	7	8 = (5 x 6 x 7)
				Expektasi Umur Peralatan	life time Close Loop			
1	Air Cooler Generator	20	6.85	2.92	77,495,000	12	2,713,293,286	
2	Oil Cooler Generator Thrust Bearing	20	15.18	1.32	333,080,000	2	877,639,002	
3	Oil Cooler Turbin Guide Bearing	20	8.00	2.50	49,000,000	2	244,865,381	
4	System Close Loop Existing	20	20.00	1.00	2,532,600,000	1	2,532,600,000	
5	HE Close Loop Re-Design (5/8")	20	20.00	1.00	1,255,599,241	2	2,511,198,482	
6	Circulating Pump (Biaya Listrik)	20		1.00	57,408.40	2190	1,097,628,951	
7	Storage Water Pump	20		1.00	4,549.04	146	5,530,689	
TOTAL BIAYA PER SYSTEM/TAHUN								9,982,755,790

Tabel 4.27 PV total biaya sistem pendingin *close loop redesain 3/4"* PLTA per unit

1	2	3	4	5 = (3:4)		6	7	8 = (5 x 6 x 7)
				Expektasi Umur Peralatan	life time Close Loop			
1	Air Cooler Generator	20	6.85	2.92	77,495,000	12	2,713,293,286	
2	Oil Cooler Generator Thrust Bearing	20	15.18	1.32	333,080,000	2	877,639,002	
3	Oil Cooler Turbin Guide Bearing	20	8.00	2.50	49,000,000	2	244,865,381	
4	System Close Loop Existing	20	20.00	1.00	2,532,600,000	1	2,532,600,000	
7	HE Close Loop Re-Design (3/4")	20	20.00	1.00	1,278,877,599	2	2,557,755,197	
6	Circulating Pump (Biaya Listrik)	20		1.00	57,408.40	2190	1,097,628,951	
7	Storage Water Pump	20		1.00	4,549.04	146	5,530,689	
TOTAL BIAYA PER SYSTEM/TAHUN								10,029,312,506

Tabel 4.28 PV total biaya sistem pendingin PLTA per unit

NO	KETERANGAN	Open Loop		Close Loop Existing		Close Loop Redesign 1/2"		Close Loop Redesign 5/8"		Close Loop Redesign 3/4"	
		Biaya Investasi Awal CUNI	Biaya Investasi Awal SS	Biaya Investasi Awal	Biaya Investasi Awal	Biaya Investasi Awal	Biaya Investasi Awal	Biaya Investasi Awal	Biaya Investasi Awal		
1	Air Cooler Generator	5,426,586,571	4,964,421,640	2,713,293,286	2,713,293,286	2,713,293,286	2,713,293,286	2,713,293,286	2,713,293,286	2,713,293,286	2,713,293,286
2	Oil Cooler Generator Thrust Bearing	1,755,278,005	1,755,278,005	1,755,278,005	877,639,002	877,639,002	877,639,002	877,639,002	877,639,002	877,639,002	877,639,002
3	Oil Cooler Turbin Guide Bearing	489,730,761	489,730,761	489,730,761	244,865,381	244,865,381	244,865,381	244,865,381	244,865,381	244,865,381	244,865,381
4	System Close Loop Existing			2,532,600,000	2,532,600,000	2,532,600,000	2,532,600,000	2,532,600,000	2,532,600,000	2,532,600,000	2,532,600,000
5	HE Close Loop Existing			2,157,400,000							
6	HE Close Loop Re-Design (5/8")							2,511,198,482			
7	HE Close Loop Re-Design (3/4")										2,557,755,197
8	HE Close Loop Re-Design (1/2")						2,457,651,637				
9	Circulating Pump (Biaya Listrik)			1,097,628,951		1,097,628,951	1,097,628,951	1,097,628,951	1,097,628,951	1,097,628,951	1,097,628,951
10	Storage Water Pump			5,530,689		5,530,689	5,530,689	5,530,689	5,530,689	5,530,689	5,530,689
	TOTAL BIAYA PER SYSTEM	7,671,595,337	7,209,430,406	10,751,461,691	9,929,208,946	9,929,208,946	9,929,208,946	9,982,755,790	9,982,755,790	10,029,312,506	10,029,312,506



Gambar 4.12 PV total biaya sistem pendingin PLTA per unit

Open Loop	7,671,595,337
Investasi Awal SS	4,964,421,640
Open Loop	1,755,278,005
Open Loop	489,730,761
Open Loop	7,209,430,406

Open Loop	7,671,595,337
Investasi Awal SS	4,964,421,640
Open Loop	1,755,278,005
Open Loop	489,730,761
Open Loop	7,209,430,406

Dengan tujuan menjaga kehandalan dan mengurangi biaya pokok penyediaan listrik di PLTA Cirata, penelitian dilakukan untuk mengoptimasi sistem pendingin *close loop existing* serta melakukan evaluasi dari sistem pendingin di PLTA Cirata melalui CBA (metode NPV) pada sistem *open loop* dan *close loop*. Hasil CBA didapatkan sistem pendingin dengan biaya terendah yang nantinya dapat digunakan sebagai referensi sistem pendingin generator dan bearing yang tepat di PLTA Cirata. Batasan beberapa parameter dalam redesain HE yang telah ditentukan dalam *thermal modeling* pembahasan sebelumnya. Beberapa alternative optimasi *thermal modeling* sistem pendingin *close loop* dilakukan dengan redesain HE antara melalui variasi diameter *tube* yang digunakan 3/4", 5/8" dan 1/2".

#### A. CBA Close Loop VS Open Loop

Hasil evaluasi sistem pendingin dengan membandingkan sistem *open loop* dan *close loop* pada generator dan bearing PLTA Cirata dengan ekspektasi waktu umur peralatan 20 tahun kedepan. Berdasarkan analisa PV masing masing sistem pendingin dapat dilihat pada tabel 4.29:

Tabel 4.29 Perbandingan PV sistem pendingin generator dan bearing PLTA Cirata per unit

No	Sistem Pendingin	Total Biaya	Presentase (%)
1	Sistem <i>Open Loop</i> (HE Air Cooler CuNi)	7,671,595,337	106.41
2	Sistem <i>Open Loop</i> (HE Air Cooler SS)	7,209,430,406	100.00
3	Sistem <i>Close Loop Existing</i> (5/8")	10,751,461,691	149.13
4	Sistem HE <i>Close Loop Redesain</i> (1/2")	9,929,208,946	137.73
5	Sistem HE <i>Close Loop Redesain</i> (5/8")	9,982,755,790	138.47
6	Sistem HE <i>Close Loop Redesain</i> (3/4")	10,029,312,506	139.11

1. PV total biaya paling terbesar adalah sistem pendingin *close loop existing* saat ini. Kondisi ini diakibatkan meningkatnya biaya pemeliharaan untuk investasi awal sistem *close loop* dan biaya operasional tahunan akibat penambahan pompa. Sedang penurunan biaya pengantian *HE existing* belum optimal dikarenakan sistem *close loop existing* hanya dimanfaatkan untuk pendinginan

generator sedang untuk pendinginan bearing masih menggunakan *open loop*. Besarnya kenaikan total biaya sistem pendingin *close loop existing* dibanding dengan sistem pendingin *open loop (air cooler SS)* sebesar 49.13%.

2. Biaya sistem pendingin terendah pada generator dan bearing adalah pendingin *open loop* dengan menggunakan *Air Cooler Generator Stainless Steel* dengan catatan *life time air cooler SS* 2x *life time air cooler CuNi*. Kondisi ini diakibatkan oleh penurunan total biaya penggantian *air cooler generator* akibat tingginya *life time air cooler generator SS* dibanding *air cooler generator CuNi*.

### **B. Analisis Biaya Redesain Heat Exchanger Antara Pada Sistem Close Loop**

Evaluasi hubungan biaya *heat exchanger* dengan variasi diameter *tube* yang digunakan dilakukan dengan membandingkan harga perkiraan pembelian *heat exchanger* untuk *tube 3/4"*, *5/8"* dan *1/2"* yang diberikan oleh produsen *heat exchanger*. Perbandingan harga *heat exchanger* dapat dilihat pada tabel 4.26.

Tabel 4.30 Presentase perbandingan harga *heat exchanger* antara *redesain*

No	System Pendingin	Biaya	Presentase (%)
1	HE <i>Close Loop</i> Redesain (1/2")	1,228,825,819	100
2	HE <i>Close Loop</i> Redesain (5/8")	1,255,599,241	102.18
3	HE <i>Close Loop</i> Redesain (3/4")	1,278,877,599	104.07

1. Dalam perancangan *heat exchanger* dengan beberapa parameter dalam redesain HE yang telah ditentukan sebelumnya. Bahwa dengan menurunnya diameter *tube* yang digunakan mengakibatkan turun biaya produksi *heat exchanger*. Hal ini disebabkan oleh penurunan total biaya material yang digunakan akibat berkurangnya luas permukaan perpindahan panas. Didapatkan selisih penurunan biaya antara diameter 1/2" ke 5/8" sebesar 2,18% dan selisih biaya antara diameter 1/2" ke 3/4" sebesar 4.07%.

Halaman ini sengaja dikosongkan

2. Mengoptimalkan sistem pendingin *close loop* unit 1 sehingga dapat digunakan untuk melayani seluruh beban *heat exchanger* pada generator dan bearing.
3. Mengetahui pengaruh variasi diameter tube (3/4", 5/8" dan 1/2") terhadap *heat transfer performance* didalam *redesain* penukar kalor.
4. Memperoleh sistem pendingin generator dan bearing teroptimal dalam mengatasi permasalahan sistem pendingin melalui *cost benefit analisis* pada sistem pendingin *open loop*, *close loop existing* dan *close loop* *redesain*.

#### **1.4. Manfaat**

Mendapatkan sistem pendingin generator dan bearing paling ekonomis pada PLTA Cirata yang sejalan dengan penurunan biaya pokok penyediaan listrik.

#### **1.5. Batasan Masalah**

Batasan masalah yang diambil dalam penelitian ini adalah sbb:

1. Panjang *tube* dan diameter *shell* maksimal mengikuti ketersediaan ruangan lokasi penempatan *heat exchanger* di PLTA Cirata.
2. Besarnya debit air olah dan air *draft tube* mengikuti kapasitas pompa *existing*.
3. Data operasi sistem *close loop* berdasarkan data desain dan kondisi operasi terkini.
4. Data operasi sistem *open loop* berdasarkan data desain, *commissioning* dan data operasi kondisi terkini.
5. Data *life time heat exchanger* berdasarkan data history penggantian *heat exchanger* di PLTA Cirata.
6. Harga *heat exchanger* diambil dari data histori pengadaan dan penawaran di PLTA Cirata.
7. Penyebab rendahnya *life time heat exchanger* tidak dibahas dalam penelitian ini.

## BAB II

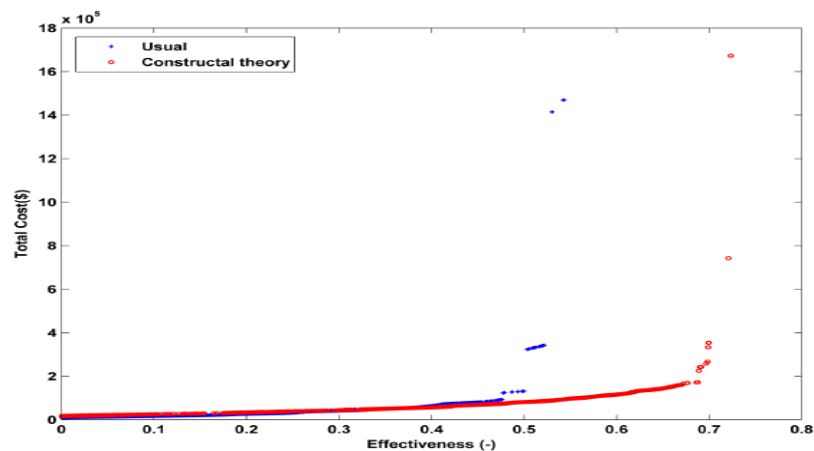
### TINJAUAN PUSTAKA

#### 2.1 Penelitian Terdahulu

Penelitian tentang optimasi HE (*heat exchanger*) *shell and tube* telah banyak dilakukan, beberapa studi yang mendukung penelitian ini adalah sebagai berikut.

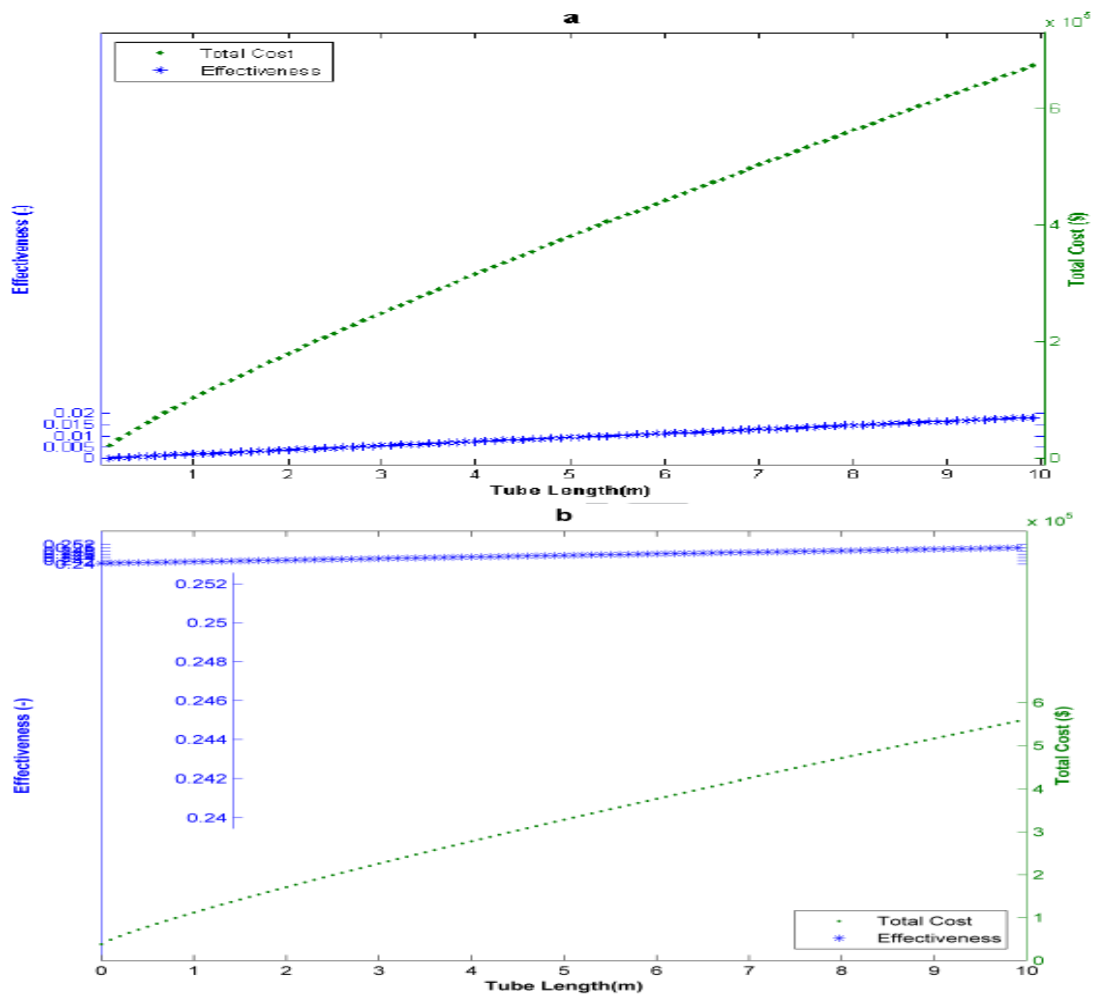
##### 2.1.1 Hassan. Et al., (2017)

Hassan dkk. melakukan penelitian mengenai optimasi efektifitas thermal dan biaya pada *shell and tube* HE. Efektivitas thermal maksimal dan biaya total minimum digunakan sebagai fungsi obyektif dalam penelitian ini, dimana kedua parameter tersebut mempunyai hubungan yang saling bertentangan satu sama lain didalam mendesain HE. Dengan tujuan untuk mendapatkan hasil HE yang lebih baik digunakanlah teori constructal dalam perancangannya, sedangkan metode algoritma genetika digunakan untuk mendapatkan konfigurasi yang optimal berdasarkan optimasi fungsi obyektif. Histori biaya dan efektifitas secara simultan digunakan sebagai fungsi obyektif dalam penelitian ini, selanjutnya analisa batasan variable keputusan dilakukan secara detail selama optimalisasi kedua fungsi parameter tersebut. Untuk mengetahui nilai optimal dari fungsi obyektif, algoritma genetik digabungkan dengan teori constructal digunakan untuk menyesuaikan parameter mekanis dan aliran. Hubungan antara biaya dan efektifitas ditunjukkan seperti pada gambar 2.1 berikut ini.



Gambar 2.1 Perbandingan antara efektifitas – biaya antara usual dan constructal *heat exchanger shell and tube* (Hassan et al., 2017)

Hasil penelitian ini menunjukkan perbandingan antara kedua HE berdasarkan efektifitas dan biaya tahunan. Menggambarkan bahwa efektifitas maksimum usual HE adalah 0,55, sedangkan untuk efektifitas *constructal* HE dapat mencapai lebih dari 0.73. Dari grafik diatas menunjukkan semakin tinggi nilai efektifitas semakin tinggi juga biaya HE. Terdapat fenomena ketika nilai efektifitas HE tinggi terjadi kenaikan biaya yang signifikan, yaitu pada nilai keefektifan 0.5 dan 0.7 untuk kedua jenis HE.

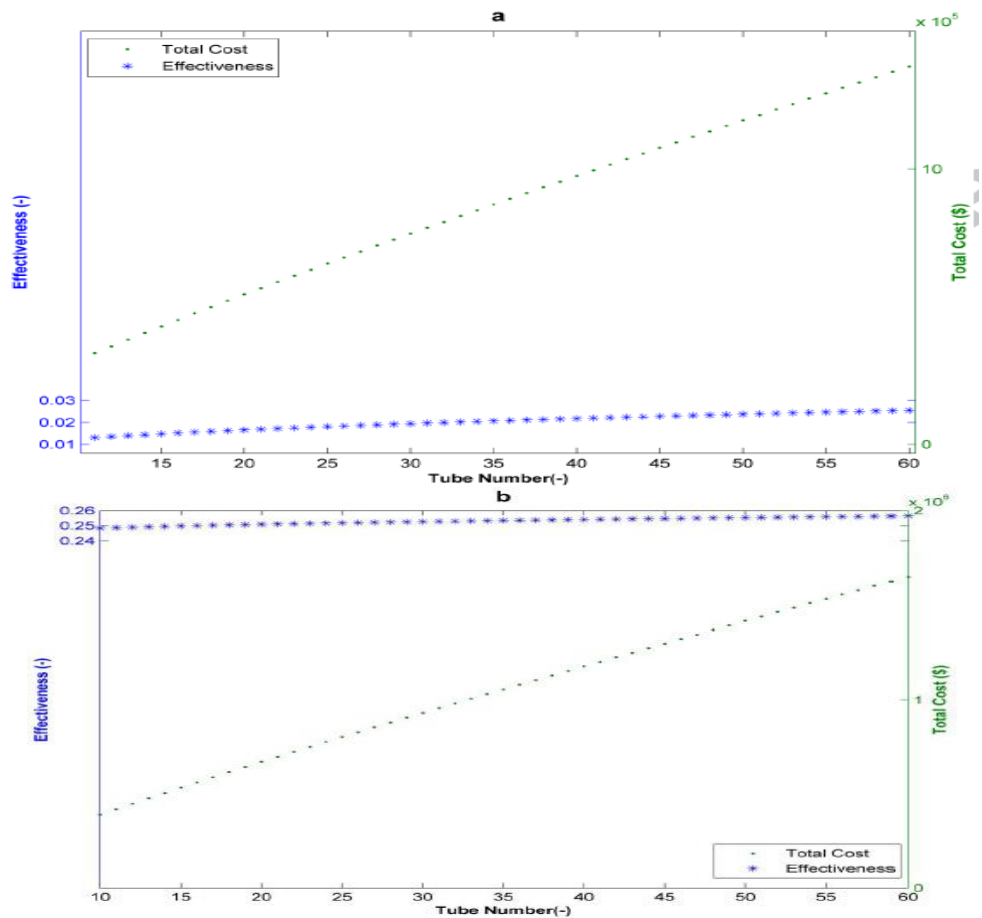


Gambar 2.2 Perbandingan antara panjang *tube*, efektifitas dan total biaya (a) *Usual heat exchanger* (b) *Constructal heat exchanger* (Hassan et al., 2017)

Gambar 2.2 menunjukkan dengan bertambahnya panjang tube, maka efektifitas HE meningkat akibat dari meningkatnya luas permukaan perpindahan panas. Kondisi ini juga terjadi pada parameter biaya, panjang *tube* menyebabkan jumlah material *tube* bertambah sehingga menaikkan biaya pembuatan HE. Pada

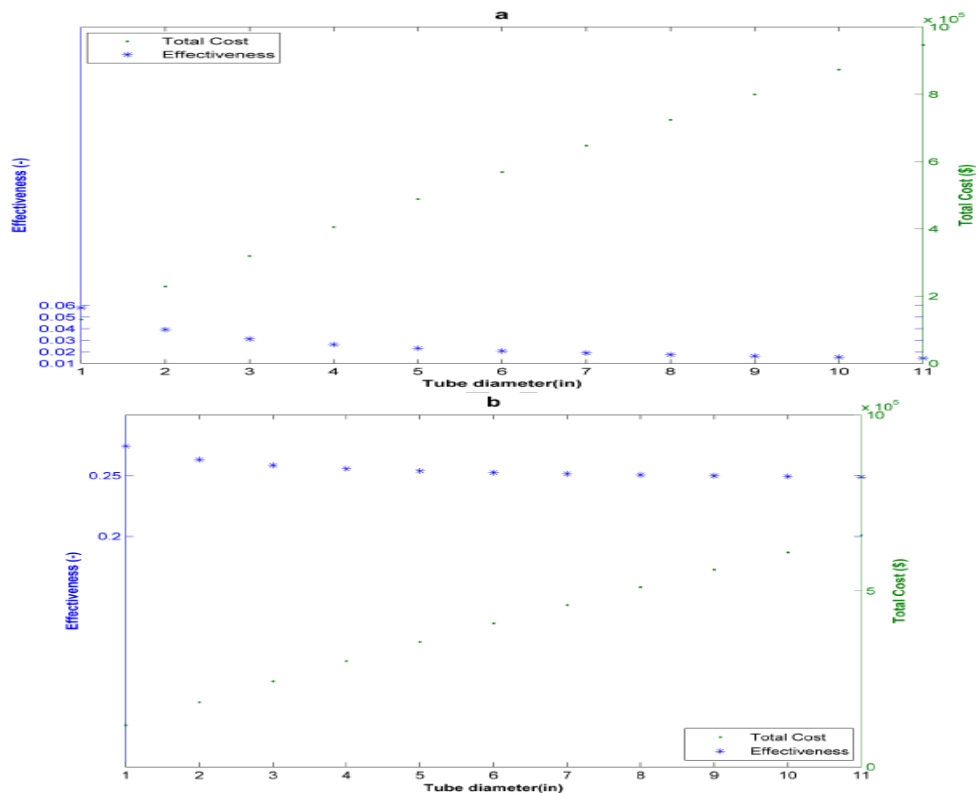


grafik diatas menunjukkan *constructal* HE mempunyai nilai efektifitas dan biaya yang lebih baik dibandingkan dengan usual HE.



Gambar 2.3 Perbandingan jumlah tube, efektifitas dan total biaya (a) *usual heat exchanger* (b) *Constructal heat exchanger* (Hassan et al., 2017)

Hasil penelitian mengenai jumlah *tube* dalam HE ditunjukkan pada gambar 2.3, dimana dengan bertambahnya jumlah *tube* berakibat meningkatnya permukaan perpindahan panas, sehingga efektifitas dari HE juga meningkat. Kondisi tersebut juga terjadi pada parameter biaya, dengan bertambahnya jumlah *tube* menyebabkan kenaikan jumlah material *tube*. Sehingga berakibat menaikkan biaya pembuatan HE. Pada grafik diatas menunjukkan hasil penelitian untuk usual HE dan *constructal* HE sama sama terjadi kenaikan efektifitas dan biaya dengan bertambahnya jumlah *tube*.



Gambar 2.4. Perbandingan antara diameter *tube* dengan Efektifitas dan biaya (a) *usual heat exchanger* (b) *constructal heat exchanger* (Hassan et al., 2017)

Berdasarkan hasil penelitian dengan mengamati Gambar 2.4 tentang hubungan antara kenaikan diameter *tube*, efektifitas dan biaya. Dimana dengan bertambahnya diameter *tube* berakibat menurunnya efektifitas dari HE. Meskipun luas perpindahan panas meningkat akan tetapi dalam waktu yang bersamaan koefisien perpindahan panas menurun karena berkurangnya bilangan *reynolds* dan berakibat menurunnya bilangan *nusselt*, maka efektifitasnya menurun. Disisi lain dengan bertambahnya diameter *tube* menyebabkan kenaikan jumlah material *tube*, sehingga berakibat menaikkan biaya pembuatan HE. Pada grafik diatas menunjukkan hasil penelitian untuk usual HE dan *constructal* HE, dimana perbandingan efektifitas antara kedua penukar panas menunjukkan terjadi penurunan efektifitas yang lebih besar pada usual HE dibandingkan dengan *constructal* HE. Hal yang sama terjadi pada parameter biaya dimana pada usual HE nilainya lebih tinggi dibandingkan *constructal* HE.

Disimpulkan dengan informasi yang disajikan pada gambar 2.1 sampai 2.4 untuk ketiga variasi rancangan dimulai dari panjang *tube*, jumlah *tube* dan diameter *tube*

memiliki hasil kecenderungan domain yang berbeda serta terjadi efek konflik yang signifikan pada efektifitas dan total biaya HE. Dalam penelitian ini metode LINMAP digunakan untuk menyelesaikan permasalahan optimasi sehingga didapatkan suatu titik optimal. Dalam metode ini titik ideal yang ditunjukkan dan titik terdekat dengan titik ideal dipilih sebagai solusi optimal seperti yang ditunjukkan pada tabel 2.1.

Tabel 2.1 Titik optimal *usual* dan *constructal heat exchanger*

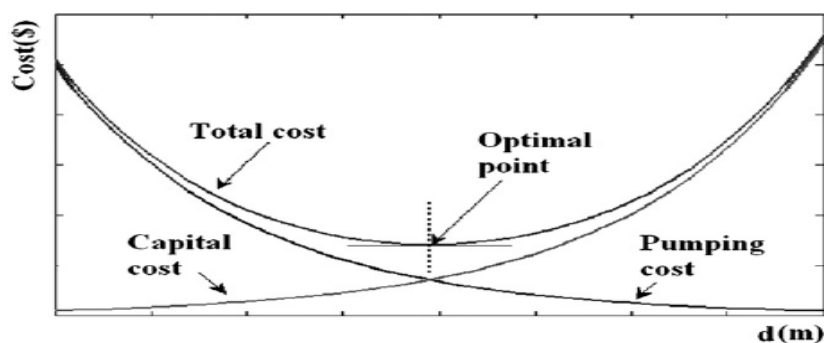
	<b>Usual</b>	<b>Constructal theory</b>
Tube passes (-)	1	1
Tube pattern (-)	Triangular	Triangular
$d_{i1}$ (in)	5/4	3/2
$P_{T1}$ (-)	0.0408	0.0572
$L_1$ (m)	10	9.98
$n_{t1}$ (-)	27	16
$d_{i2}$ (in)	-	5/4
$P_{T2}$ (-)	-	0.049
$L_2$ (m)	-	9.98
$n_{t2}$ (-)	-	16
Effectiveness (-)	0.32	0.41
Cost (\$)	42700	58600

(Hassan et al., 2016)

Dimana pada *usual* dan *constructal* HE didapatkan data susunan *tube triangular* mempunyai laju perpindahan panas yang lebih tinggi dibandingkan *tube* dengan susunan *square* untuk diameter *shell* yang sama. Nilai akhir dari efektifitas penukar panas sebesar 0.41, dimana nilai ini meningkat 28% dibandingkan *usual* HE. Disisi lain nilai optimal dari biaya *usual* HE sebesar \$42700, nilai tersebut menunjukkan penurunan 27% dibandingkan dengan *constructal* HE. Biaya yang lebih tinggi ini dikarenakan jumlah *tube* yang digunakan pada *constructal* HE lebih banyak dibanding *usual* HE akibat dari bentuk susunan *triangular*. Jumlah *tube* yang lebih kecil harus dipilih karena mempunyai kecepatan fluida, bilangan *reynolds* dan koefisien perpindahan panas yang lebih tinggi. Dengan metode yang sama diameter tube juga dipilih yang lebih rendah dalam membandingkan *usual* dan *constructal* HE. Dalam penelitian ini dapat disimpulkan bahwa terdapat kenaikan efektifitas thermal lebih dari 28% dan membuktikan bahwa teori *constructal* dapat digunakan sebagai metode yang efisien dalam merancang HE *shell and tube*.

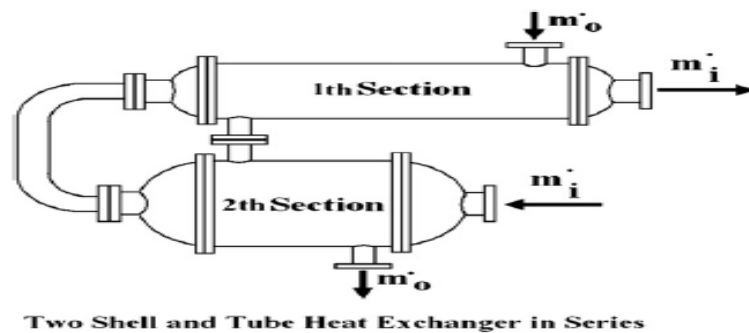
### 2.1.2 Abazar. Et al., (2011)

Abazar Vahdat dkk melakukan analisa mengenai perancangan HE *shell and tube* menggunakan teori *constructal* dengan tujuan optimasi HE *shell and tube* dengan mengurangi total biaya HE. Dalam penelitian ini, teori *constructal* telah digunakan untuk meningkatkan koefisien perpindahan panas secara keseluruhan dan pengurangan kehilangan tekanan pada perancangan HE *shell dan tube*. Aliran fluida dingin dimaksimalkan ke flux panas pada aliran panas, tahanan panas harus diminimalkan. Dimana dengan semakin tinggi koefisien perpindahan panas antara aliran panas dan aliran dingin maka tujuan dari teori *constructal* semakin dekat. Selanjutnya teori tersebut juga meminimalkan kehilangan tekanan untuk memaksimalkan akses aliran fluida dalam elemen HE. Dalam penelitian ini dilakukan dengan memodelkan perpindahan panas pada *double tube* HE dengan dengan melakukan variasi faktor thermal meliputi diameter *tube*, panjang *tube*, jumlah *tube* dan jumlah *baffle*, selanjutnya didapatkan nilai parameter pengukuran dan dilakukan analisa hasilnya. Dimana untuk mendapatkan beban perpindahan panas yang sama, penurunan diameter *tube* dan panjang *tube* dicari titik paling optimal sehingga didapatkan efektifitas thermal dan biaya yang terbaik. Semakin kecil luas pepindahan panas maka semakin rendah biaya investasi yang dikeluarkan, selanjutnya semakin rendah penurunan pressure di HE maka semakin rendah biaya operasional HE. Hubungan antara biaya operasional dan biaya investasi (variasi diameter *tube*) dapat di lihat pada grafik berikut ini.



Gambar 2.5 Hubungan antara biaya operasional dan biaya investasi (*thermal cost*) dengan variasi diameter (Abazar. Et al., 2011)

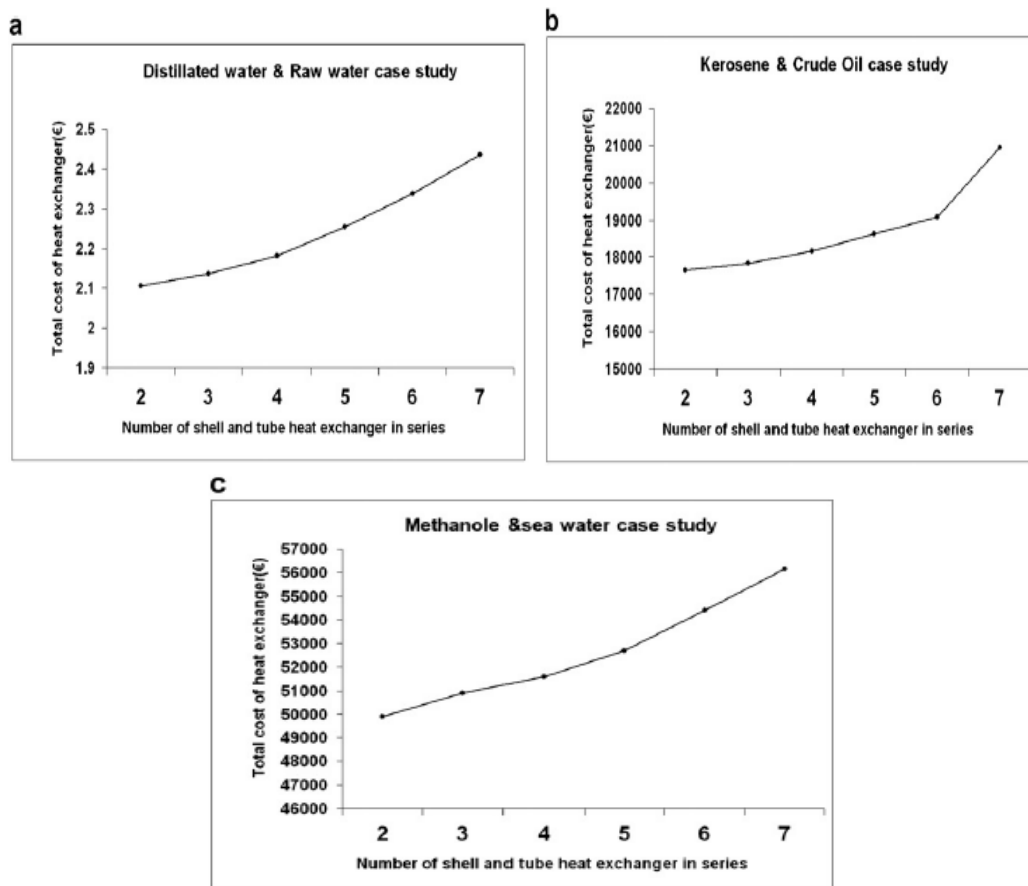
Semakin kecil diameter *tube* maka biaya investasi yang dikeluarkan semakin kecil, akan tetapi biaya operasional (*pumping cost*) semakin besar akibat dari meningkatnya penurunan pressure di HE. Sebaliknya semakin besar diameter *tube* semakin besar biaya invesatasi HE, akan tetapi biaya operasional (*pumping cost*) semakin turun karena penurunan pressure yang terjadi nilainya rendah. Dalam penelitian untuk mengatasi kondisi tersebut HE disusun secara seri dengan jumlah *tube* pada HE kedua dua kali lipat jumlah *tube* di HE pertama. Untuk mendapat nilai optimal antara luas area perpindahan panas dan panjang ditentukan oleh trade off antara biaya oprasional, biaya investasi dan pemeliharaan selama HE tersebut beroperasi. Konfigurasi susunan HE *shell and tube* dengan teori *constructal* adalah sebagai berikut.



Gambar 2.6 Konfigurasi optimal susunan *heat exchanger shell and tube* dengan teori *constructal* (Abazar. Et al., 2011)

Gambar diatas adalah skematik dari penukar panas dengan teori *constructal* yang menghasilkan penghematan 50% dari biaya penukar panas dalam penelitian tersebut. Rasio panjang dan diameter pada masing masing bagian dengan panjang dan diameter pada bagian sebelumnya adalah  $z = L_j/L_{j-1} - 1$  dan  $r = d_j/d_{j-1}$ . Solusi optimal ditentukan dengan mempertimbangkan kriteria ekonomis , tujuan optimasi adalah untuk mengurangi biaya investasi luas permukaan perpindahan panas dan biaya operasional pompa untuk mengkompensasi kehilangan tekanan. Penelitian dilakukan pada 3 HE dengan beban yang fluida dan beban yang berbeda beda. Selanjutnya hasil dari perhitungan dianalisa dengan model matematis menggunakan metode algoritma genetika (MATLAB) untuk memilih perbedaan nilai variabel keputusan(efektivitas thermal dan biaya). Didapatkan hasil HE yang disusun secara seri dengan jumlah lebih dari dua bagian

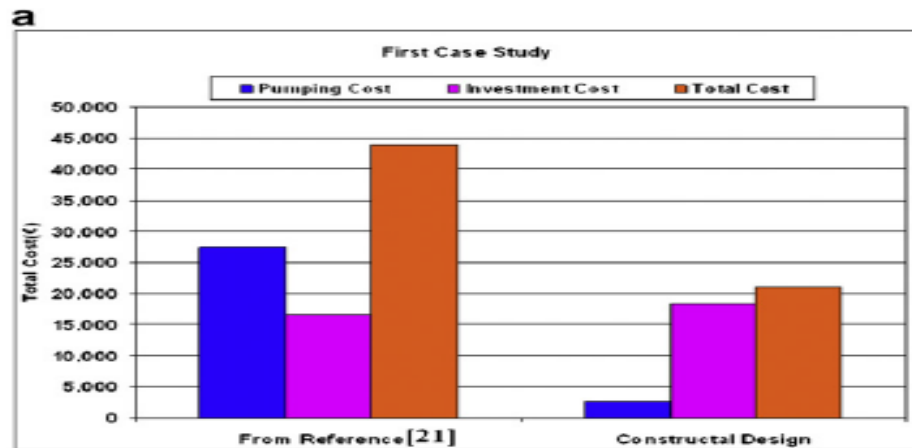
memiliki biaya lebih tinggi dibandingkan dengan dua HE yang disusun secara seri. Grafik hubungan antara total biaya dengan konfigurasi susunan HE ditunjukkan pada gambar berikut ini.



Gambar 2.7 Hubungan antara total biaya dengan konfigurasi susunan *heat exchanger* yang disusun secara seri. (Abazar. Et al., 2011)

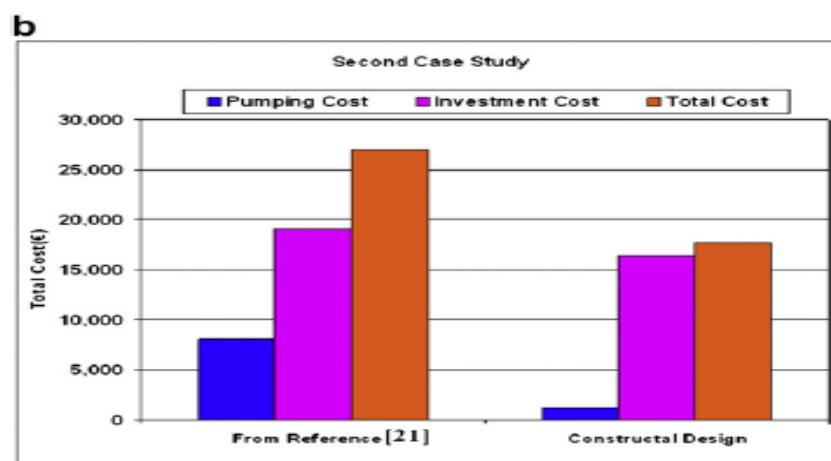
Hasil dari penelitian dengan tiga studi kasus yang berbeda beda yaitu meliputi variasi beban fluida didapatkan hasil pada HE yang disusun secara seri dengan jumlah lebih dari dua memiliki biaya yang lebih besar dibanding dengan jumlah dua HE. Hasil penelitian menunjukkan pada studi kasus pertama terjadi pengurangan total panjang HE sebesar 41.5% menyebabkan penurunan pressure loss sehingga biaya pemompaan menurun sebesar 55.14%, akan tetapi terjadi peningkatan jumlah *tube* sehingga menyebabkan peningkatan perpindahan panas 23% dan biaya investasi meningkat 10.94%. Secara keseluruhan pada studi kasus pertama dengan berdasarkan metode teori *constructal* terjadi penurunan total

biaya sekitar 52,19%. Hasil penelitian studi kasus pertamaditunjukkan pada grafik berikut ini.



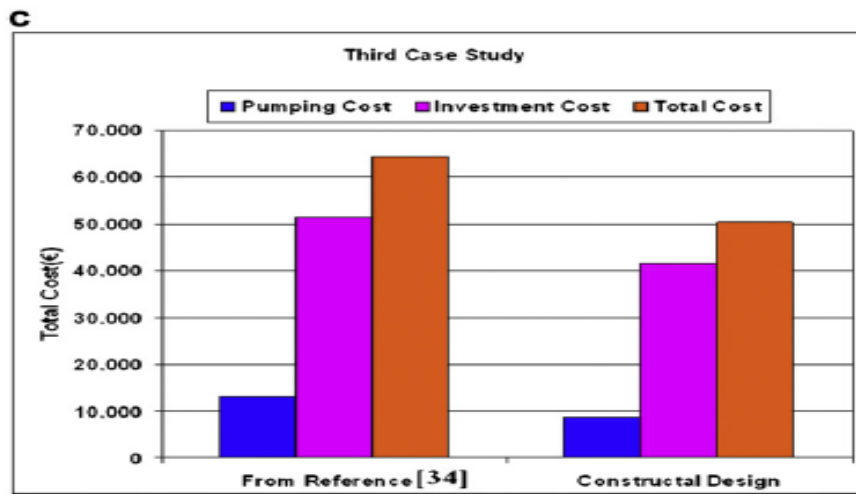
Gambar 2.8 Perbandingan biaya pada *heat exchanger* dengan fluida destilated water & raw water antara referensi dengan teori constructal (Abazar. Et al., 2011)

Dalam studi kasus kedua yang diambil dari refrensi sebelumnya besar biaya investasi dua kali lipat biaya operasi. Oleh karena itu pengurangan biaya investasi sangat penting dibanding biaya operasi. Proses optimasi matematis model desain HE berdasarkan teori *constructal* menyebabkan penurunan pada luas area perpindahan panas sebesar 25,7%. Hal ini disebabkan dari peningkatan koefisien perpindahan panas total sebesar 28,4% dan pengurangan panjang sebesar 95%. Akibatnya terjadi penurunan biaya operasioanal sebesar 84.3%. Hasil penelitian studi kasus kedua ditunjukkan pada grafik berikut ini.



Gambar 2.9 Perbandingan biaya pada *heat exchanger* dengan fluida kerosene & crude oil antara referensi dengan teori *constructal* (Abazar.Et al., 2011)

Dalam penelitian sebelumnya didapatkan nilai rasio biaya investasi untuk biaya operasi adalah 3,9. Dengan teori *constructal* perancangan HE *shell and tube* dapat mengurangi biaya investasi sebesar 19.14%, peningkatan koefisien perpindahan panas sebesar 6.8%, penurunan luas area perpindahan panas sebesar 20.32%, penurunan biaya pemompaan sebesar 32.9% dan total penurunan biaya secara keseluruhan sebesar 20.87%. Hasil penelitian studi kasus ketiga ditunjukkan pada grafik berikut ini



Gambar 2.10 Perbandingan biaya pada *heat exchanger* dengan fluida methanole & sea water antara referensi dengan teori *constructal* (Abazar. Et al., 2011)

Kesimpulan dalam penelitian tersebut dengan menggunakan teori *constructal* dalam perancangan HE *shell and tube* mampu menurunkan biaya lebih dari 50% total biaya HE.

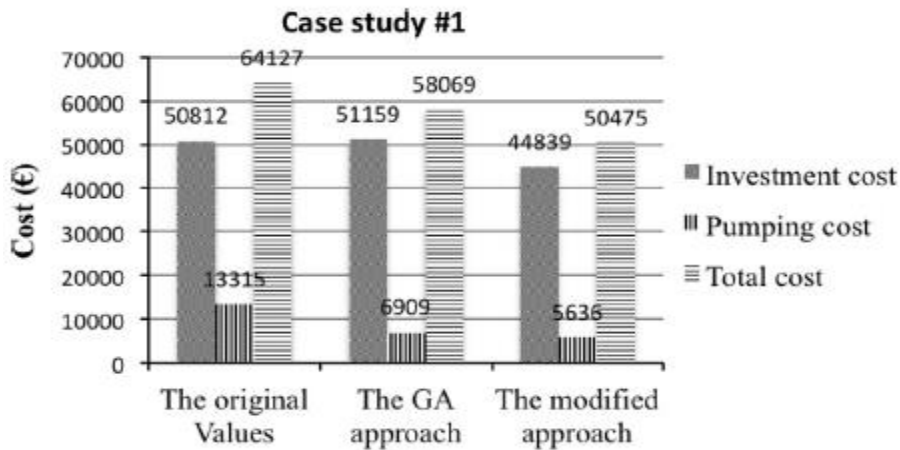
### 2.1.3 Jie Yang. Et al., (2014)

Jie Yang dkk. Melakukan penelitian mengenai perancangan HE *shell and tube* dengan menggunakan teori *constructal* dengan tujuan optimasi HE *shell and tube* dengan mengurangi total biaya HE. Dalam penelitian ini, teori *constructal* digunakan untuk meminimalkan seluruh total biaya (investasi dan operasional) dengan menyesuaikan spesifikasi HE *shell and tube* seperti diameter panjang, dan susunan HE shell and tube. Metode yang digunakan dalam penelitian ini dengan menyusun beberapa HE *shell and tube* secara seri dan tidak ada permasalahan jumlah *tube* di setiap *bundle* HE. Berbeda dengan penelitian



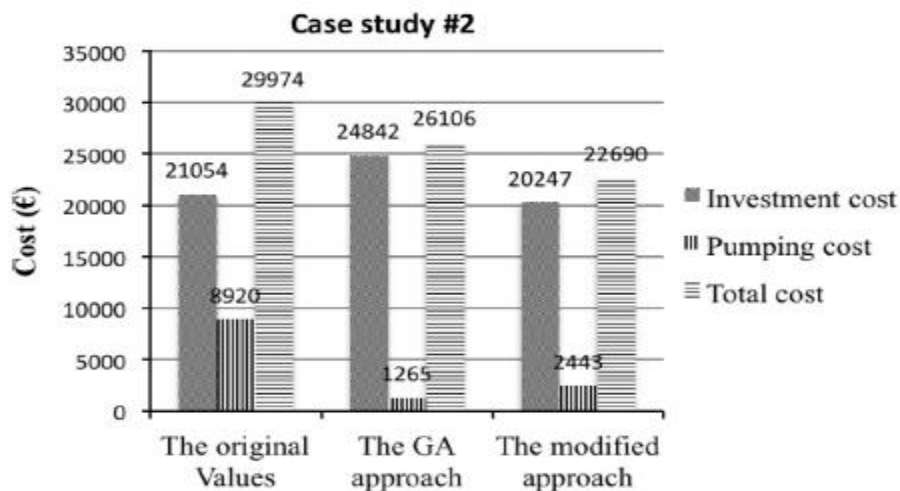
sebelumnya oleh abazar dkk. dimana HE disusun secara seri dengan jumlah *tube* pada HE kedua dua kali lipat jumlah *tube* di HE pertama. Dengan katalain dalam penelitian yang dilakukan Jie Yang dkk. ini adalah mengoptimalkan bersama beberapa sub HE. Standart TEMA digunakan sebagai refrensi dalam proses desain dan *genetik algoritma* digunakan untuk mengoptimalkan fungsi tujuan. *genetik algoritma* dimulai dengan populasi desain awal yang mewakili kandidat orang tua untuk menghasilkan keturunan dengan berbagai atribut dari orang tua mereka. Selanjutnya yang paling cocok keterunannya adalah orang tua dari generasi lain, dan ketika proses ini diulang kombinasi kompleks dari ruang desain muncul dan desain terbaik yang dipertahankan. Beberapa parameter berdasarkan refrensi Standart TEMA yang digunakan dalam optimasi HE *shell and tube* adalah dengan variasi susunan *tube*, jarak *baffle*, panjang *tube*, diameter *tube* dan ketebalan *tube*. Optimasi dilakukan menggunakan tool box solver pada Engineering Equation Solver (EES), dimana tiga studi kasus dilakukan untuk mengeksplorasi lebih lanjut keuntungan dan kerugian dari pendekatan desain.

Studi kasus pertama HE dengan fluida methanol dan air payau desain asli diasumsikan HE dengan dua *tube side* disusun secara *triangular* dan satu *passes shell*. Desain yang sama digunakan dalam pendekatan *genetic algoritma* melalui variasi pengurangan panjang dan kenaikan jumlah *tube*. Hasilnya dengan pendekatan *genetic algoritma* mampu menurunkan biaya sebesar 9.4% dibanding dengan metode desain aslinya. Selanjutnya melalui pendekatan yang dimodifikasi mampu menurunkan luas daerah perpindahan panas dan penurunan *pressure drop* sehingga mampu mengurangi total biaya sebesar 13.1% dibandingkan dengan pendekatan *genetic algoritma*. Seperti terlihat pada grafik berikut ini.



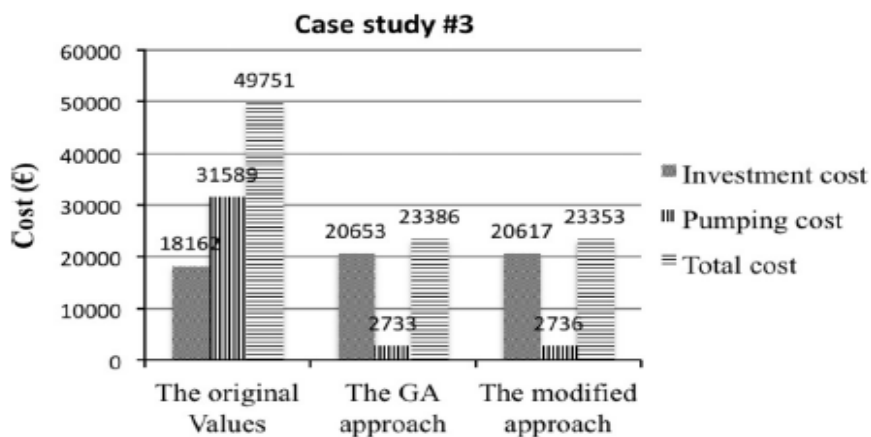
Gambar 2.11 Perbandingan biaya antara desain asli, *genetic algoritma* dan pendekatan yang dimodifikasi pada studi kasus pertama (Jie Yang. Et al., 2014)

Studi kasus kedua HE dengan fluida minyak tanah dan minyak mentah desain asli diasumsikan HE dengan empat *tube side* disusun secara *square* dan satu *passes shell*. Desain yang sama digunakan dalam pendekatan *genetic algoritma* melalui variasi pengurangan panjang dan kenaikan jumlah *tube*. Hasilnya dengan pendekatan *genetic algoritma* mampu menurunkan biaya sebesar 12.9% dibanding dengan metode desain aslinya. Selanjutnya melalui pendekatan yang dimodifikasi mampu menurunkan mttotal biaya sebesar 24.3% dibandingkan dengan pendekatan *genetic algoritma*. Seperti terlihat pada grafik berikut ini.



Gambar 2.12 Perbandingan biaya antara desai asli, *genetic algoritma* dan pendekatan yang dimodifikasi pada studi kasus kedua (Jie Yang. Et al., 2014)

Studi kasus ketiga HE dengan fluida air baku dan air suling desain asli diasumsikan HE dengan dua *tube side* disusun secara *triangular* dan satu *passes shell*. Hasilnya dengan pendekatan *genetic algoritma* mampu menurunkan biaya sebesar 52.9% dan melalui pendekatan yang dimodifikasi mampu menurunkan total biaya sebesar 53% dibanding dengan metode desain aslinya. Penurunan biaya yang signifikan ini akibat dari kenaikan jumlah *tube*, jarak *baffle* dan penurunan panjang tabung sehingga terjadi penurunan *pressure drop* yang signifikan dan menyebabkan penurunan biaya operasi sekitar 91%. Seperti terlihat pada grafik berikut ini.



Gambar 2.13 Perbandingan biaya antara desain asli, *genetic algoritma* dan pendekatan yang dimodifikasi pada studi kasus ketiga (Jie Yang. Et al., 2014)

Secara keseluruhan dengan pendekatan yang dimodifikasi total biaya sedikit lebih kecil dibanding dengan pendekatan *genetic algoritma*. Dari analisa tiga studi kasus tersebut disimpulkan bahwa dengan pendekatan yang dimodifikasi mampu menurunkan total biaya lebih besar/optimal dibanding dengan desain asli dan pendekatan *genetic algoritma*.

#### 2.1.4 Rifnaldi. Et al., (2014)

Rifnaldi dkk. Melakukan penelitian mengenai optimasi desain HE menggunakan metode *particle swarm optimization* dengan tujuan mendapatkan nilai koefisien perpindahan panas maksimal dengan luas permukaan dan *pressure drop* yang lebih rendah. Parameter-parameter yang mempengaruhi performansi adalah diameter luar *tube* ( $d_o$ ), diameter dalam *tube* ( $d_i$ ), *tube layout* ( $\theta_{tp}$ ), jumlah

*tube* ( $N_t$ ), jumlah *baffle* ( $N_b$ ), *baffle cut*, *tube bank outer*, *baffle spacing* ( $L_{bc}$ ), diameter *bundle* ( $D_{ct}$ ), diameter *shell* ( $D_s$ ), *tube of passes* ( $N_p$ ), jumlah *shell* ( $N_s$ ), ketebalan *tube* ( $t_w$ ) dan panjang *tube* ( $L_{ta}$ ). Untuk parameter ketebalan *tube*, panjang *tube*, diameter dalam *shell*, *tube bank outer*, *tube layout*, jumlah *shell*, *number of tube passes*, *baffle cut* dalam penelitian ini ditentukan. Untuk parameter jumlah *baffle* dan diameter luar *tube* dikenakan optimasi. Selebihnya parameter tersebut ditentukan dan dikalkulasikan. Sehingga optimasi desain HE diperlukan untuk membesarkan nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan dengan batasan luas permukaan dan *pressure drop* dengan variabel yang dioptimasi jumlah *baffle* dan diameter luar *tube*.

Metode penelitian yang dilakukan dalam penelitian ini adalah diawali pengambilan data propertis dan kondisi operasi. Nilai propertis meliputi panas spesifik ( $C_p$ ), viskositas ( $\mu$ ), dan densitas ( $\rho$ ), konduktivitas termal ( $k$ ), dan nilai kondisi operasi meliputi perbedaan masuk dan keluar temperatur ( $\Delta T$ ) dan massa aliran ( $m$ ). Tahapan selanjutnya adalah pembuatan pemodelan HE dengan mencari nilai koefisien keseluruhan perpindahan panas, luasan permukaan dan *pressure drop*. Tahapan selanjutnya adalah perumusan optimasi HE biasa disebut sebagai fungsi objektif. Fungsi objektif yang dibuat adalah mencari nilai koefisien keseluruhan perpindahan panas ( $U$ ) yang maksimal dengan batasan *pressure drop* dan luas permukaannya tidak melewati dari nilai desain. Tahapan selanjutnya yaitu optimasi menggunakan metode *particle swarm optimization* untuk mencapai fungsi objektif yang telah dibuat. Pada kasus ini HE yang akan dioptimasi yaitu HE E-1111, E-1107, dan E-1102, berikut adalah hasil optimasi dari ketiga HE tersebut.

Tabel 2.2 Hasil optimasi pada HE E-1111, E-1107 dan E-1102

Variabel	E1111		E1107		E-1102	
	Data Desain	Hasil Optimasi	Data Desain	Hasil Optimasi	Data Desain	Hasil Optimasi
do (m)	0,0191	0,0321	0,019	0,0252	0,019	0,027
tw (m)	0,0017	0,0017	0,0021	0,0021	0,0021	0,0021
D <sub>s</sub> (m)	0,75	0,75	1	1	1,05	1,05
N <sub>b</sub>	13	19	17	15	11	17
L <sub>in</sub> (m)	0,7452	0,4	0,724	0,2	0,724	0,1
L <sub>bc</sub> (m)	0,4	0,3	0,22	0,3	0,32	0,26
D <sub>out</sub> (m)	0,69	0,73	0,9982	1,02	0,998	1,026
V <sub>i</sub> (m/s <sup>2</sup> )	0,83	0,92	1,7	1,2	1,62	0,56
V <sub>s</sub> (m/s <sup>2</sup> )	0,79	4	0,1	0,1	0,28	0,67
ΔP <sub>s</sub> (Pa)	51000	3772	71400	364	31400	19993
ΔP <sub>i</sub> (Pa)	71400	6732	71400	5575	31400	1340
de (m)	0,024	0,032	0,0241	0,25	0,019	0,026
Re <sub>s</sub>	92180	301890	1750	1571	20868	31130
Re <sub>i</sub>	37565	36075	40683	41756	20604	10748
Pr <sub>s</sub>	7,9	7,9	35,4845	35,5	9,8	9,8
Pr <sub>i</sub>	21,9	21,9	12,8315	12,8	19,5	19,5
A (m <sup>2</sup> )	295	289	296	265	576	574
U (W/m <sup>2</sup> C)	555	472	175	174	516	618
f <sub>s</sub>	0,17	0,17	0,21	0,2	0,17	0,17
f <sub>i</sub>	0,01	0,01	0,02	0,01	0,01	0,01
h <sub>s</sub> (w/m <sup>2</sup> C)	2334	2459	201	209	991	1167
h <sub>i</sub> (W/m <sup>2</sup> C)	951	668	1903	1300	1567	1736
N <sub>i</sub>	434	233	1140	787	1110	705
L <sub>tp</sub> (m)	0,025	0,04	0,025	0,032	0,025	0,033

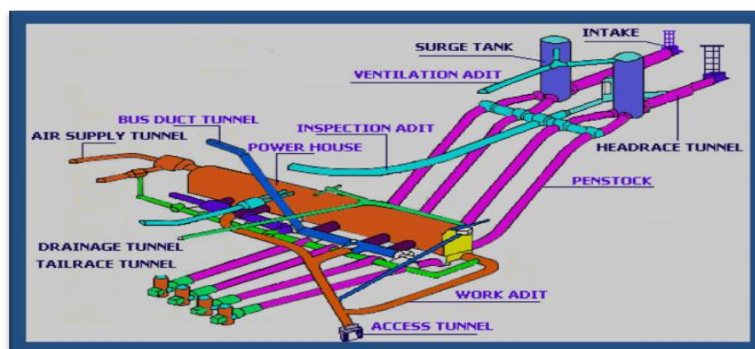
(Rifaldi Et al., 2014)

Nilai yang didapat setelah dilakukannya optimasi pada HE E-1111 nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan yang didapat adalah 472 W/m<sup>2</sup> °C dan luas permukaan 289 m<sup>2</sup>, *pressure drop tube* 6691 Pa, dan *pressure drop shell* 3749 Pa dengan parameter jumlah *baffle* sebanyak 19 dan diameter luar *tube* sebesar 0,032m, sesuai dengan fungsi objektif yang dibuat nilai U tidak mengalami kenaikan, karena mengecilnya luas permukaan mengakibatkan menaiknya nilai *reynold* dan *pressure drop*. Sebelum dilakukannya optimasi nilai *pressure drop* yang terhitung tidak terlalu jauh dengan *pressure drop allowed*.

Sehingga luas perpindahan panas ( $A$ ) yang dikalikan tidak menghasilkan perubahan nilai  $U$  yang lebih besar dari desain. Pada HE E-1107 nilai perpindahan panas keseluruhan yang didapat adalah  $174 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$  dengan luas permukaan sebesar  $265 \text{ m}^2$ , *pressure drop tube*  $5575 \text{ Pa}$  dan *pressure drop shell*  $364 \text{ Pa}$  dengan parameter jumlah *baffle* sebanyak 15 dan diameter luar *tube* sebesar  $0,0252 \text{ m}$ , dimana hasil sudah sesuai dengan optimasi yang dibuat. Pada HE E-1102 hasil optimasi yang didapat pada nilai perpindahan panas keseluruhan sebesar  $618 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$  dan luas permukaannya adalah  $574 \text{ m}^2$ , *pressure drop tube*  $1340 \text{ Pa}$  dan *pressure drop shell*  $19993 \text{ Pa}$  dengan parameter jumlah *baffle* sebanyak 17 dan diameter luar *tube* sebesar  $0,0266 \text{ m}$ . Hasil dari optimasi dikatakan sudah dapat dikatakan optimal karena sudah memenuhi fungsi objektif yaitu mencari nilai  $U$  maksimal dengan ketentuan luas permukaan dan *pressure drop* dibawah data desain atau *data sheet*.

## 2.2 Sistem Pembangkit Listrik Tenaga Air Cirata

Proses pembangkitan listrik di PLTA Cirata adalah dengan memanfaatkan debit aliran sungai yang kemudian dialirkan kedalam sistem *waterway* untuk menggerakkan turbin yang dicoupling dengan generator sehingga menghasilkan suatu daya listrik. Alur kerja pembangkitan listrik di PLTA UP Cirata dapat dilihat sesuai gambar berikut.



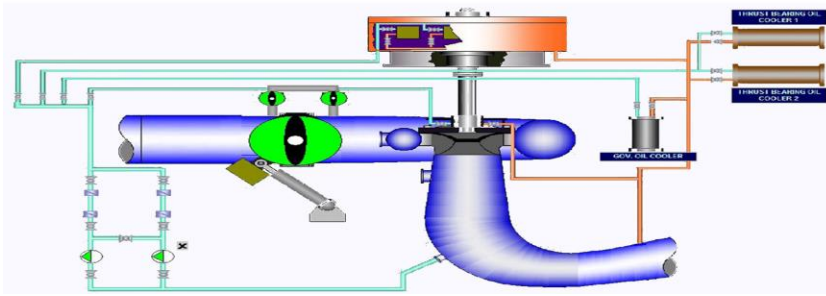
Gambar 2.14 Sistem *water way* PLTA Cirata (PLTA Cirata.,1987)

Air yang berasal dari waduk masuk melalui pintu masuk yang disebut *intake*, Kemudian dialirkan melalui suatu media aliran yang disebut *head race tunnel*. Laju aliran air di *head race tunnel* akan diredam oleh tanki pendatar (*surge tank*) agar aliran sebelum masuk ke *penstock* (pipa pesat) dapat lebih stabil lagi, karena *penstock* ini merupakan saluran aliran air yang miring, sehingga kecepatan

awal air sangat menentukan laju aliran air ketika masuk ke turbin. Dari *penstock* laju aliran masuk ke *power house*, disinilah proses perubahan energi potensial dan kinetic terjadi untuk menghasilkan suatu energi baru yang disebut energi listrik. PJB UP Cirata memiliki 8 unit, setiap dua unit berasal dari satu *intake* yang sama. Sistem yang ada di setiap unit memiliki prinsip kerja dan kapasitas daya output yang sama. Ketika air dari *penstock* mengalir melewati *spiral case* dan selanjutnya mengenai serta menggerakkan turbin hingga berputar. Perputaran turbin tersebut kemudian dihubungkan ke generator, selanjutnya generator akan menginduksi perputaran dari turbin dengan suatu rpm tertentu sehingga menghasilkan ggl induksi. Setelah air membentur dan memutar turbin sehingga dihasilkan induksi listrik, maka aliran air tersebut akan dialirkan ke saluran pembuangan yang terlebih dulu melewati *draft tube*, dimana *draft tube* berfungsi untuk meminimalkan terjadinya kavitasi. Selanjutnya mengalir melewati *tail race tunnel* kemudian keluar melewati *tail race gate* dan diteruskan ke sungai.

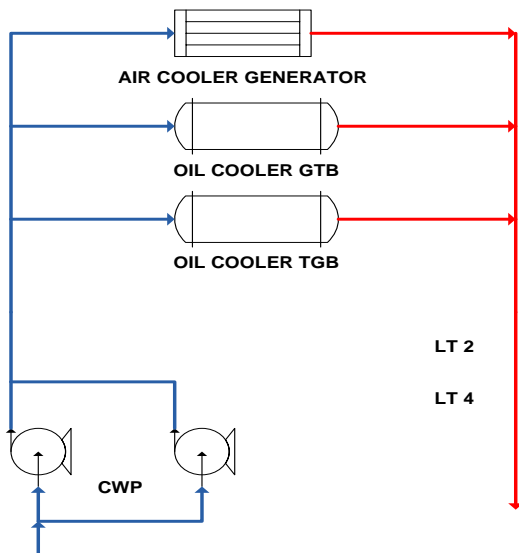
### **2.3 Sistem Pendingin *Open Loop* PLTA Cirata**

Proses perubahan energi potensial air menjadi energi listrik mengakibatkan terjadinya panas pada sistem yang bekerja, diantaranya adalah pada sisi generator, generator thrust bearing, generator guide bearing dan turbin guide bearing. Sistem pendingin digunakan untuk menjaga peralatan utama dalam melakukan proses produksi listrik. Peralatan pendingin di PLTA Cirata menggunakan fluida air sebagai fluida pendinginnya. Dimana air *draft tube* dipompa oleh CWP kemudian dialirkan ke HE yang ada yaitu *Oil Cooler Thrust Bearing generator*, *Oil Cooler Turbine Guide Bearing*, *Air Cooler Generator* dan *Oil Cooler Governor*. Gambaran umum mengenai sistem pendingin PLTA Cirata digambarkan pada gambar 2.12.



Gambar 2.15 Skema sistem pembangkit dan sistem pendingin PLTA Cirata (PLTA Cirata.,1987)

Desain sistem pendingin existing plta cirata menggunakan sistem pendingin *open loop*, dimana dua buah *cooling water pump* dipasang pada setiap unit dan bekerja dengan sistem *redundant* yaitu satu bekerja dan satu dalam keadaan *stand-by* (bekerja apabila pompa yang satu mengalami gangguan). Air *draft tube* dipompa oleh CWP dialirkan melewati dua buah filter yaitu *pre strainer* dan *combi filter*. *Pre strainer* untuk menyaring kotoran yang berukuran lebih besar dan *combi filter* untuk menyaring kotoran yang lebih halus/kecil yang terbawa oleh air pendingin. Selanjutnya setelah melewati dua filter tersebut air draft tube dialirkan menuju ke beberapa HE yaitu *Air Cooler Generator*, *Oil Cooler GTB* dan *Oil Cooler TGB*. Selanjutnya setelah melakukan pendinginan air draft tube kembali mengalir menuju *draft tube* untuk dibuang ke sungai.



Gambar 2.16. Skema sistem pendingin *open loop* PLTA Cirata (PLTA Cirata.,1987)



### 2.3.1. Kelebihan Sistem Pendingin *Open Loop* PLTA Cirata

Sistem pendingin *open loop* di PLTA Cirata mempunyai beberapa kelebihan jika dibandingkan dengan sistem pendingin *close loop* diantaranya sebagai berikut.

1. Daya pemakaian sendiri lebih rendah karena hanya menggunakan satu pompa saja untuk mengalirkan fluida pendingin.
2. Proses pengoperasian unit pembangkit utamanya sistem pendingin lebih sederhana.
3. Temperatur generator dan bearing lebih rendah dibanding sistem *open loop*.
4. Fasilitas line charging unit pembangkit dapat dioperasikan dengan menggunakan kapasitas *Emergency Diesel Generator* yang terpasang saat ini.

### 2.3.2. Kelemahan Sistem Pendingin *Open Loop* PLTA Cirata

Kelemahan sistem pendingin *open loop* dengan HE existing menyebabkan beberapa permasalahan diantaranya sebagai berikut.

1. *Lifet time air cooler generator, oil cooler GTB dan oil cooler TGB* rendah

Rendahnya kualitas air waduk Cirata akibat kegiatan keramba jaring apung dan ditambah dengan pencemaran dari sisi hulu mengakibatkan air waduk bersifat korosif. Dimana kondisi tersebut mengakibatkan life time dari *air cooler generator, oil cooler GTB dan oil cooler TGB* dengan material (CuNi10) menjadi rendah ( $\pm 2$  tahun) mengalami kebocoran, sehingga mengganggu kehandalan dan kesiapan pembangkit.

2. Resiko kebakaran generator tinggi akibat rendahnya kehandalan *air cooler generator*.

Generator di PLTA Cirata menggunakan sirkulasi udara sebagai fluida pendinginnya. Udara panas yang berada di dalam ruang generator didinginkan oleh HE tipe *compact HE*. Dimana air dari *draft tube* dan dipompa oleh CWP digunakan sebagai fluida pendinginnya. Di dalam ruang generator terdapat 12 *compact HE* yang dipasang melingkari generator. Rendahnya kualitas air waduk Cirata yang bersifat korosif mengakibatkan tingkat kebocoran air cooler tinggi. Sehingga air pendingin yang keluar akibat kebocoran tersebut dapat mengenai

generator dan mengakibatkan short/terbakar. Dimana untuk perbaikan generator terbakar tersebut membutuhkan waktu perbaikan sangat lama.



Gambar 2.17 Air cooler generator PLTA Cirata (PLTA Cirata.,1987)

3. Laju *fouling* pada *air cooler generator*, *oil cooler* GTB dan *oil cooler* TGB tinggi.

Pendingin oli untuk *thrust bearing*, *turbine guide bearing*, dan governor yang digunakan di PLTA menggunakan HE tipe *shell & tube*. Sama halnya dengan sistem pendingin di *air cooler generator*, HE ini juga menggunakan air *draft tube* yang dipompa CWP sebagai fluida pendinginya. Laju pengendapan (*fouling*) yang cukup tinggi adalah masalah utama yang timbul di HE *air cooler generator*, *oil cooler* GTB dan *oil cooler* TGB, dimana setiap enam bulan selalu dilakukan kegiatan CBM untuk membersihkan *fouling* tersebut.



Gambar 2.18 Oil cooler thrust bearing PLTA Cirata (PLTA Cirata.,1987)

Dengan kondisi permasalahan tersebut PLTA Cirata telah melakukan *improvemen* dengan memodifikasi sistem pendingin unit 1 dari sistem *open loop* menjadi *close loop*, yang bertujuan agar unit pembangkit dapat bekerja aman dan handal.

### **2.3.3. Kondisi Operasional Sistem Pendingin PLTA Cirata**

PLTA Cirata dioperasikan utamanya untuk memenuhi beban puncak (jam 17.00 s/d 10.00). Dimana CF rata rata unit pembangkit cirata  $\pm 17\%$  tiap tahunnya. Air pendingin disirkulasikan sesuai dengan operasi pembangkit, sehingga tidak selalu mengalir dalam sistem pendingin. Hal ini memungkinkan terjadinya percepatan reaksi kimia antara air yang terkontaminasi dengan bahan pipa sehingga memicu timbulnya korosi pada pipa. Disamping itu pengendapan menjadi lebih cepat, mengakibatkan kontak antara bahan kimia endapan dengan material sistem pendingin menjadi lebih intensif. Korosi mempercepat kebocoran pada alat HE, dan fouling mengakibatkan proses perpindahan panas tidak maksimal. Sehingga temperature peralatan melampaui batas yang diijinkan. Dengan kondisi operasi tersebut UP Cirata telah melakukan tindakan preventif dengan membuat prosedur flushing air pendingin melalui pengoperasian CWP selama 15 menit untuk unit pembangkit yang tidak beroperasi  $\geq$  satu hari (24 Jam).

### **2.3.4. Analisa Penyebab Kerusakan Sistem Pendingin PLTA Cirata**

Berdasarkan history pemeliharaan dan analisa sebelumnya telah disimpulkan kemungkinan-kemungkinan penyebab kerusakan material sistem pendingin. Namun kemungkinan tersebut perlu diteliti lebih lanjut untuk mendapatkan klarifikasi dan penambahan kemungkinan yang belum terdeteksi pada analisa sebelumnya, kemungkinan penyebab kerusakan pada penelitian sebelumnya diantaranya sbb:

#### **A. Kondisi Air Pendingin**

Kondisi air pendingin menyebabkan kerusakan material pipa dan unit HE. Hal ini dapat disebabkan oleh buruknya kualitas air masuk ke bendungan Cirata akibat polusi air sungai Citarum di sisi hulu sebelum masuk bendungan Saguling, ditambah dengan polusi baru yang terjadi antara bendungan Saguling dan Cirata, terutama dengan adanya keramba ikan di bendungan Cirata yang jumlahnya melebihi dari desain.

#### **B. Kesalahan Material**

Kemungkinan kesalahan pemilihan material sehingga mengakibatkan berkurangnya umur peralatan yang diakibatkan karena terjadinya :

- Korosi

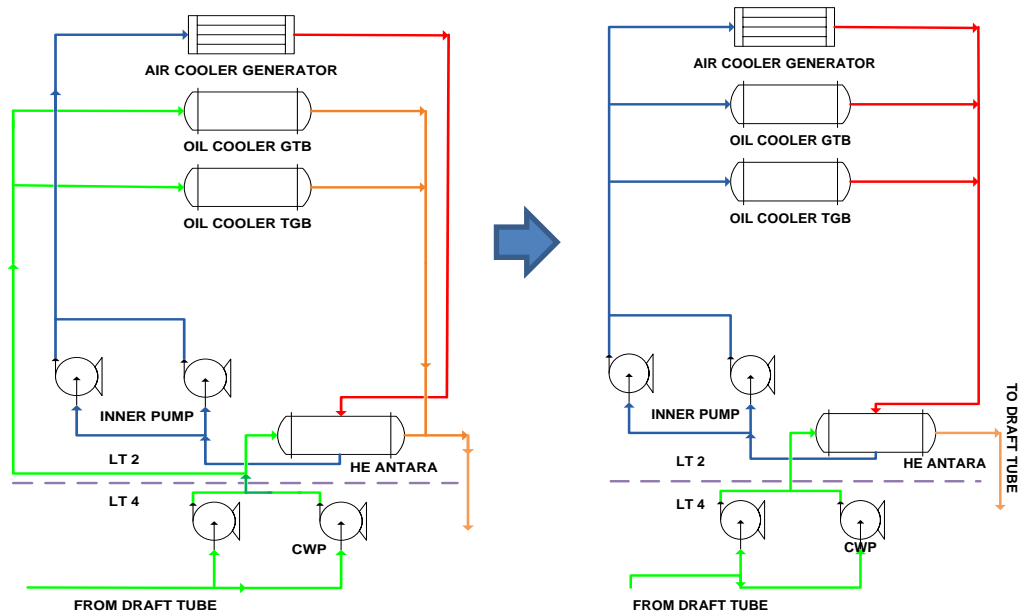
- Erosi dan abrasi
- Ketahanan terhadap tekanan
- Ketahanan terhadap cuaca
- Pengaruh muatan listrik

#### 2.4 Sistem Pendingin *Close Loop* PLTA Cirata

Modifikasi sistem pendingin dari open loop menjadi *close loop* telah dilakukan PLTA Cirata, yaitu dengan mengisolir sistem pendingin yang berhubungan dengan peralatan penting pada sistem pendingin unit 1. Improvement tersebut dilakukan dengan membuat dua sistem yaitu:

1. *Inner Loop*, merupakan loop dalam yang terpisah dan melayani pendinginan untuk HE peralatan pembangkit (*air cooler generator*, *oil cooler GTB* dan *oil cooler TGB*). Air bersih sebagai fluida pendingin dipompa oleh circulating pump (CP) dari HE antara ke *air cooler generator*, *oil cooler turbin guide bearing* dan *oil cooler generator thrust bearing*. Setelah melakukan pendinginan pada masing-masing HE tersebut air dialirkan kembali ke HE antara untuk didinginkan dengan air *draft tube*. Begitu seterusnya air bersih tersebut disirkulasikan secara tertutup pada sistem pendingin *close loop*.
2. *Outer Loop*, merupakan loop luar yang menggunakan air draft tube sebagai fluida pendingin yang dipompakan menuju HE Antara untuk proses pendinginan air bersih dan selanjutnya dialirkan kembali ke *draft tube* untuk dibuang ke sungai.

Metode pemecahan permasalahan sistem pendingin di PLTA Cirata dilakukan dengan menggunakan *inner* dan *outer loop* tertutup atau disebut dengan sistem *close loop*, berikut adalah skema sistem tersebut.



Gambar 2.19 Skema sistem *close loop* sebelum dan sesudah optimalisasi pada unit 1 PLTA Cirata (PLTA Cirata.,2009)

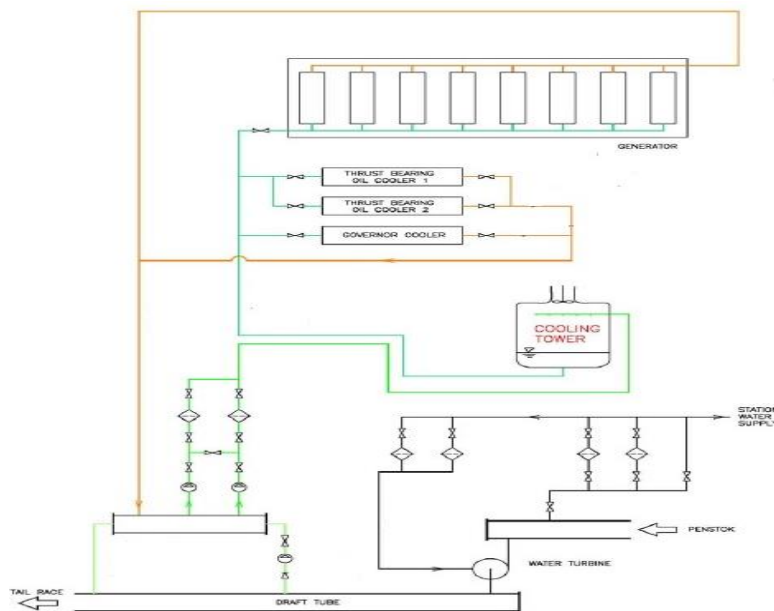


Gambar 2.20 HE antara sistem *close loop* PLTA Cirata (PLTA Cirata.,2009)

Metode ini dipilih karena dari beberapa metode yang telah dianalisa sebelumnya metode *close loop* yang paling memungkinkan, beberapa metode yang lain yang sebelumnya dipilih sebagai alternative solusi diantaranya adalah sebagai berikut:

A. Penggunaan *cooling tower* pada sisi *inner loop*, penggunaan *cooling tower* ini bertujuan untuk menurunkan temperature air sisi *inner loop* ketemperatur kerja semula akibat adanya penambahan HE antara. dimaksudkan alternatif ini dianalisa mempunyai tingkat kesulitan yang cukup tinggi apabila diaplikasikan pada sistem pendingin yang baru, karena tidak memungkinkan untuk meletakkan *cooling tower* di dalam area *power house* PLTA Cirata. Hal itu disebabkan

temperatur udara sekitar di dalam *power house* PLTA Cirata lebih tinggi dibandingkan dengan temperatur air pendingin, sehingga *cooling tower* tersebut harus diletakkan di luar area *power house*. Sedangkan untuk penempatan *cooling tower* di luar area *power house* memerlukan instalasi pipa yang panjang karena harus melewati terowongan masuk. Selain itu dengan penggunaan *cooling tower* akan menyebabkan kontaminasi air olah oleh udara sekitar, dimana udara sekitar telah mengalami kontaminasi akibat dari penguapan air di tailrace dan mengandung bahan kimia yang korosif. Berikut adalah skema alternative solusi tersebut



Gambar 2.21 Skema sistem *close loop* dengan penggunaan *coling tower* pada sisi *inner loop* (PLTA Cirata.,1987)

B. Penggunaan *water chiller* pada sisi *inner loop*, sama dengan skema sistem sebelumnya hanya saja sistem penggunaan *cooling tower* diganti dengan *water chiler* dengan tujuan temperature *inner loop* dapat diseting lebih rendah atau lebih variasi. Dengan beban pendinginan yang besar serta kondisi lokasi *power house* diperkirakan biaya yang diperlukan untuk modifikasi sistem pendingin cukup tinggi sehingga alternative tersebut tidak digunakan.

#### 2.4.1. Benefit Sistem *Close Loop*

Dengan memodifikasi sistem pendingin dari *open loop* menjadi *close loop* pada unit 1 didapatkan manfaat diantaranya adalah sbb:

Tabel 2.3 Benefit sistem *close loop*

No	Keterangan	Open Loop	Close Loop
1	<i>Life time air cooler</i> generator meningkat	3.4 Tahun	6.8 Tahun
2	Laju pengendapan ( <i>fouling</i> ) pada <i>air cooler generator</i> rendah	6 Bulan (dilakukan CBM)	2 Tahun (dilakukan CBM)
3	Resiko kebakaran generator menurun	Tinggi	Rendah

#### 2.4.2. Kelemahan Sistem *Close Loop*

Improvement sistem *close loop* pada unit 1 di PLTA Cirata mampu menyelesaikan beberapa permasalahan yang timbul seperti pada penjelasan sebelumnya. Namun sistem *close loop* unit 1 kondisi saat ini hanya mampu melayani pendinginan pada *air cooler generator*. Selain itu permasalahan baru muncul akibat penggunaan sistem *close loop* tersebut, diantaranya adalah sbb:

1. Peningkatan kwh listrik untuk pemakaian sendiri (PS) akibat penambahan pompa untuk kebutuhan instalasi *close loop*.
2. Fasilitas line charging pada unit 1 tidak dapat digunakan akibat kapasitas genset lebih rendah dibanding kebutuhan daya pemakaian sendiri unit 1
3. Penurunan kehandalan dan kesiapan unit 1 akibat turun sistem *close loop*, dimana diduga telah terjadi kebocoran pada tube HE antara sehingga volume air pada *inner loop* mengalami penurunan sangat signifikan. Akibat dari penurunan volume air tersebut maka diperlukan penambahan air sumur secara terus menerus dengan tujuan mempertahankan volume air pada sisi *iner loop* agar tetap sesuai batasan standart, sehingga kenaikan temperature pada sistempendingin yang dilayani oleh sistem *close loop* dapat dicegah.
4. Pengendapan (*fouling*) yang terjadi pada HE antara akibat masih adanya kontak langsung pada sisi *tube* dengan *air draft tube*, sehingga diperlukan waktu dan effort yang besar untuk kegiatan CBM dikarenakan banyaknya jumlah tube ( $\pm 2000$  Tube) serta besarnya dimensi berat cover HE antara.

### 2.4.3. Spesifikasi *Heat Exchanger Shell and Tube* Antara pada *Sistem Close Loop*

Data propertis fluida yang digunakan dalam perancangan HE *shell and tube* antar desain *existing* adalah sbb.

Tabel 2.4 Data perhitungan HE *shell & tube* Antara

SHELL & TUBE	SISI PANAS		SISI DINGIN	
Nama fluida	Air olah		Air draft tube	
Debit (m <sup>3</sup> /hr)	419,340		373,996	
Temperatur fluida	Tin	Tou	Tin	Tout
(°C)	38,7	36	29	32
(K)	311,7	309	302	305
Temp. rata2 (K)	310,3		303,5	
Massa jenis (Kg/m <sup>3</sup> )	992,612		995,184	
Laju aliran masa (kg/s)	115,623		103,3875795	
Specific heat, Cp (kJ/kg.K)	4.180		4,17942	
Viskositas (N.s/m <sup>2</sup> )	0.000695		0,00079603	
Q (kW)	1296,300		1296,300	

Besarnya beban pendinginan pada generator dan bearing yang ditetapkan sebesar 1296.3 kW, debit air olah sebesar 419.3 m<sup>3</sup>/h dan debit air draft tube sebesar 373.996 m<sup>3</sup>/h.

Hasil perhitungan dimensi HE *shell & tube* antara desain *existing* dapat dilihat pada tabel 2.5.

Tabel 2.5 Hasil perhitungan *heat exchanger shell & tube* antara desain *existing*

SHELL & TUBE	SHELL SIDE		TUBE SIDE	
Nama fluida	Air olah		Air draft tube	
Laju aliran masa (kg/hr)	416242		372195	
Temperature (°C)	38,7	36	29	32
Q (kW)	1296,300			
LMTD (K)	6,840			
Q/ΔT (W/K)	189523,73			
Luas permukaan luar pipa, A (m <sup>2</sup> )	230,38			
Material pipa	Cu-Ni 10 (ASTM C70600)			
Diameter luar pipa, D <sub>o</sub> (mm)	15,875			
Diameter dalam, D <sub>i</sub> (mm)	13,3858			
Panjang pipa, L (m)	2,4384			
Kecepatan fluida dlm pipa, V (m/s)	0,779			
Jarak antar center pipa, P <sub>T</sub> (mm)	22,875			
Jumlah pipa	1968			
Material shell	Carbon steel SA516 grade 55			
Tebal shell (mm)	18			
Diameter dalam shell, D <sub>s</sub> (m)	1,150			
Jarak antar pinggir pipa, C <sup>1</sup> (mm)	7			
Material baffle	Carbon steel SA516 grade 55			
Jarak antar baffle, L <sub>b</sub> (m)	0,48			
Jumlah baffle (buah)	4			
Diameter tie-rod (mm)	14			
Jumlah tie-rod (buah)	12			
U (W/m <sup>2</sup> .K)	904,52			

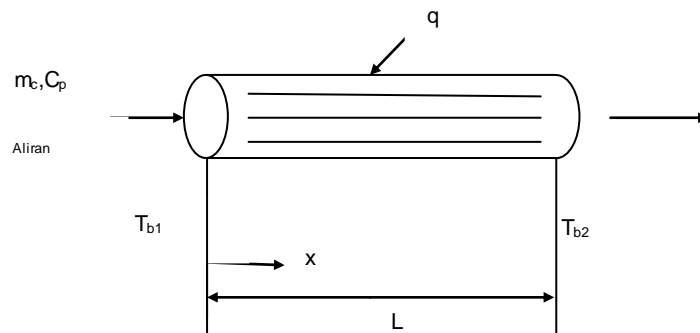


Didapatkan hasil perhitungan spesifikasi HE antara dengan panjang tube 2,4834 m, jumlah tube 1968 buah dengan total beban 1296.3 kW.

## 2.5 Dasar Teori

### 2.5.1 Koefisien Perpindahan Panas Sisi Pipa

Untuk perancangan dan penerapan teknik, biasanya korelasi empiris sangat banyak manfaat praktisnya. Konsep suhu limbak (*bulk-temperature*) sangat penting dalam soal-soal perpindahan kalor yang melibatkan aliran dalam saluran tertutup, suhu limbak menunjukkan energi rata-rata atau kondisi mangkuk pencampur. Berikut gambar perpindahan kalor menyeluruh dinyatakan dengan beda suhu limbak.



Gambar 2.22 Perpindahan kalor menyeluruh yang dinyatakan dengan beda suhu limbak (Incropera, 2007)

Dengan syarat  $C_p$  sepanjang aliran itu tetap energi total dinyatakan dengan rumus berikut:

$$q = m_c c_p (T_{co} - T_{ci}) \quad (2.1)$$

- $q$  = Energi total/beban total (Watt)
- $m_c$  = Laju aliran massa (kg/s)
- $c_p$  = Specific Heat (J/kg.K)
- $\Delta T_c$  = Beda temperatur /  $T_{b2} - T_{b1}$  ( $^{\circ}C$ )

Untuk laju aliran massa dirumuskan.

$$\begin{aligned} m_c &= Q \rho \\ m_c &= v A \rho \end{aligned} \quad (2.2)$$

- $Q$  = Debit / volume ( $m^3/s$ )

$\rho$  = Massa jenis ( $\text{kg/m}^3$ )

Koefisien perpindahan panas pada sisi tube tergantung pada harga bilangan *Reynold*, sedangkan bilangan *Reynolds* tergantung pada kecepatan fluida dan sifat-sifat termodinamika yang dimiliki oleh fluida tersebut, sehingga persamaannya adalah sebagai berikut (Incropera, 2007) :

$$Re_d = \frac{V \cdot d_i \cdot \rho}{\mu} \quad (2.3)$$

$Re_d$  = Angka *Reynolds* (tak berdimensi)

$V$  = Kecepatan rata-rata aliran fluida (m/s)

$d_i$  = Diameter dalam sesungguhnya dari pipa (m)

$\rho$  = Massa jenis air ( $\text{kg/m}^3$ )

$\mu$  = Viskositas absolut (centiPoise atau Pa.s)

Dengan diketahuinya bilangan *Reynolds*, maka dapat diketahui jenis aliran yang terjadi pada sisi *tube* dan shell, apakah laminar, turbulen atau transisi.

Dengan diketahuinya jenis aliran fluida yang terjadi, maka dapat ditentukan bilangan *Nusselt*. Bilangan *Nusselt* diperlukan untuk menghitung koefisien perpindahan panas baik pada *shell* maupun *tube*. Bilangan *Nusselt* disisi *tube* yang memiliki aliran turbulen dapat ditentukan dengan persamaan sbb (Incropera, 2007):

$$Nu_d = 0,023 Re^{0,8} Pr^n \quad (2.4)$$

$n$  = 0,4 untuk pemanasan

$n$  = 0,3 untuk pendinginan

Untuk aliran fluida laminar digunakan persamaan sbb(Incropera, 2007):.

$$Nu_d = 3,66 + \frac{0,0668(di/L)Re_d Pr}{1 + 0,04[(di/L)Re_d Pr]^{2/3}} \quad (2.5)$$

Untuk aliran fluida transisi digunakan persamaan sbb (Incropera, 2007):

$$Nu_d = 0,036 Red^{0,8} Pr^{1/3} (d/l)^{0,055} \quad (2.6)$$

Koefisien perpindahan kalor pada sisi *tube* dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan sbb (Incropera, 2007):

$$h_i = Nu \frac{k}{d_i} \quad (2.7)$$

$k$  = Koefisien perpindahan panas air (W/m. °C)

$d_i$  = Diameter dalam *tube* (m)

### 2.5.2 Koefisien Perpindahan Panas Sisi *Shell*

Dalam menentukan koefisien perpindahan panas pada sisi *shell*, sama halnya dengan menentukan koefisien perpindahan panas pada sisi *tube* yang pertama harus ditentukan yaitu bilangan *Reynolds* kemudian bilangan *nusselt*.

Koefisien perpindahan panas pada sisi *shell* tergantung pada harga bilangan *Reynolds* sisi *shell*, sedangkan bilangan *Reynolds* tergantung pada diameter hidrolik sehingga persamaannya adalah sebagai berikut (Sadik Kakac 2012):

$$Re_d = \frac{D_e \cdot G_s}{\mu_h} \quad (2.8)$$

$$D_e = \frac{4(0,5P_T - 0,86P_T - ((0,5 \cdot \pi \cdot d_o^2) / 4))}{0,5 \cdot \pi \cdot d_o} \quad (2.9)$$

$$a_s = \frac{C \cdot B \cdot D_s}{P_T} \quad (2.10)$$

$$G_s = \frac{m_h}{a_s} \quad (2.11)$$

$D_e$  = Diameter hidrolik (m)

$G_s$  = Mass velocity sisi *shell* (kg/m<sup>2</sup>.s)

$d_o$  = Diameter luar sisi *tube* (m)

$C$  = *Tube Clearance* (m)

$D_s$  = Diameter *Shell* (m)

$B$  = *Baffle Spacing*(m)

$m_h$  = Laju aliran massa (Kg/s)

Bilangan *Nusselt* disisi *shell* yang memiliki aliran turbulen dapat ditentukan dengan persamaan (Sadik Kakac 2012):

$$\text{Angka Nusselt (Nu}_d) = 0,36 \text{ Re}^{0,55} \text{ Pr}^{0,33} (\mu_b / \mu_w)^{0,14} \quad (2.12)$$

Setelah itu, dilakukan penghitungan koefisien perpindahan panas pada sisi *shell* yang ditentukan dengan persamaan sbb (Sadik Kakac 2012):

$$h_o = Nu \frac{k}{D_e} \quad (2.13)$$

$k$  = Koefisien perpindahan panas air (W/m. °C)

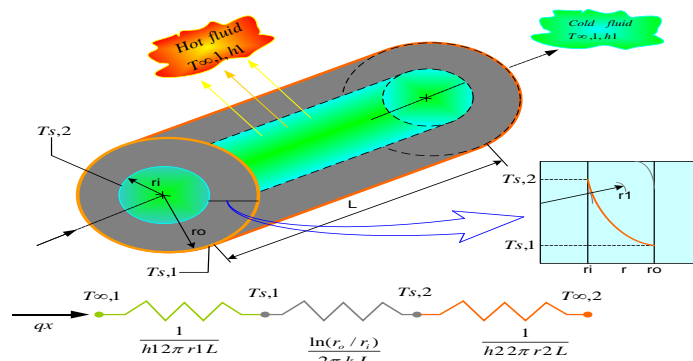
$D_e$  = Diameter hidrolik (m)

### 2.5.3 Koefisien Perpindahan Panas Menyeluruh

Koefisien perpindahan kalor menyeluruh adalah total tahanan thermal antar dua fluida yang terjadi perpindahan panas. Besarnya koefisien tahanan panas ini dapat dihitung dengan cara menjumlahkan tahanan thermal akibat konduksi dan konveksi diantara dua fluida yang dibatasi dinding silinder. Secara umum koefisien tahanan panas dapat ditentukan dengan persamaan sebagai berikut (Incropera, 2007) :

$$\frac{1}{UA} = R_{tot} \quad (2.14)$$

Nilai tahanan thermal yang terdapat dalam sistem terdiri atas tahanan thermal akibat konveksi aliran dalam *tube*, konduksi pada material *tube* dan konveksi aliran diluar tube seperti pada gambar sbb:



Gambar 2.23 Tahanan *thermal* pada *tube* ((Incropera, 2007))

Perpindahan kalor menyeluruh didapatkan dari tahanan termal gambar diatas dengan penjabaran sbb (Incropera, 2007) :

$$R_{tot} = \frac{1}{h_i \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_i \cdot L} + \frac{\ln(r_o / r_i)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L} + \frac{1}{h_o \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_o \cdot L} \quad (2.15)$$

$h_i$  = Koefisien konveksi untuk aliran didalam *tube*

$h_o$  = Koefisien konveksi untuk aliran diluar *tube*

Dimana subskrip *i* dan *o* menunjukkan diameter dalam dan diameter luar pipa pendingin. Koefisien perpindahan kalor menyeluruh sistem bisa didasarkan atas luas-dalam atau luas-luar tabung maupun temperatur film. Nilai tahanan thermal dtotal dapat berubah akibat pengaruh *fouling* atau pengotor. Penotoran yang terjadi pada *tube* akan menghambat aliran perpindahan panas. Faktor pengotor ini dinamakan fouling factor atau tahanan pengotor ( $R_f$ ) apabila dalam perancangan dipertimbangkan juga faktor pengotoran, maka koefisien perpindahan panas dapat ditentukan dengan persamaan sbb (Incropera, 2007):

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + R_{ftube} + \frac{\ln(r_o / r_i)}{2\pi k L} + R_{fshell} + \frac{1}{h_o}} \quad (2.16)$$

#### 2.5.4 Beda Suhu Rata-Rata Logaritmik ( $\Delta T_{LMTD}$ )

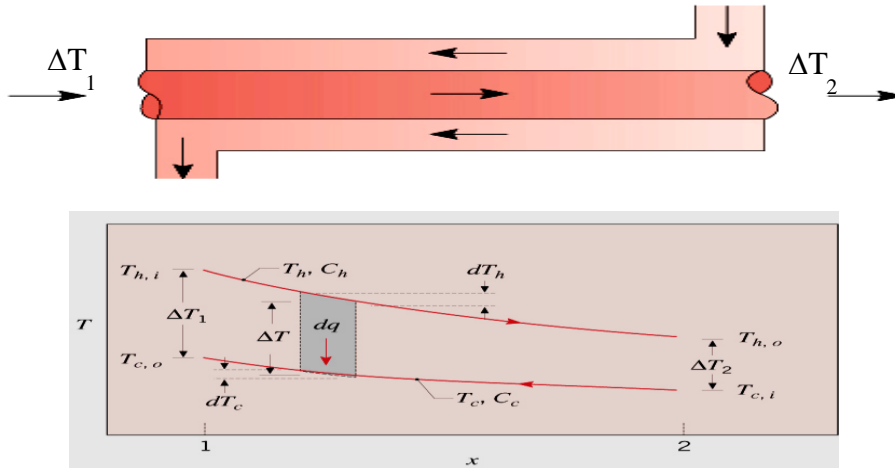
Di dalam suatu alat HE, temperatur fluida yang mengalir tidak selalu seragam sepanjang lintasannya, karena itu diperlukan suatu parameter yang dapat mewakili beda temperatur antara fluida panas dan fluida dingin. Informasi mengenai distribusi temperatur fluida sepanjang alirannya adalah penting untuk mengetahui apakah sebuah HE dapat bekerja atau tidak.

Metoda yang dirintis oleh *Underwood* dan dikembangkan oleh *Nagle dan Bowman*, *Muller dan Nagle* dapat digunakan untuk mendapatkan harga-harga tersebut. Dalam menggunakan metoda ini sebelumnya harus diambil asumsi-asumsi sebagai berikut :

1. Temperatur fluida pada *shell* adalah temperatur isothermal rata-rata pada penampang.
2. Harga koefisien perpindahan kalor keseluruhan selalu tetap.
3. Besarnya aliran untuk setiap fluida selalu tetap.

4. Tidak ada perubahan fasa.
5. Kerugian panas diabaikan.

Beda suhu rata – rata log (*Log Mean Temperature Different = LMTD*), ialah beda suhu pada satu ujung HE dikurangi beda suhu pada ujung satu lagi dibagi dengan logaritma alamiah daripada perbandingan kedua beda suhu-suhu tersebut.



Gambar 2.24 Alat HE *Shell and Tube* aliran searah ((Incropera, 2007))

Secara rumusan,  $\Delta T_{LMTD}$  dapat diketahui dengan menggunakan persamaan sbb (Incropera, 2007):

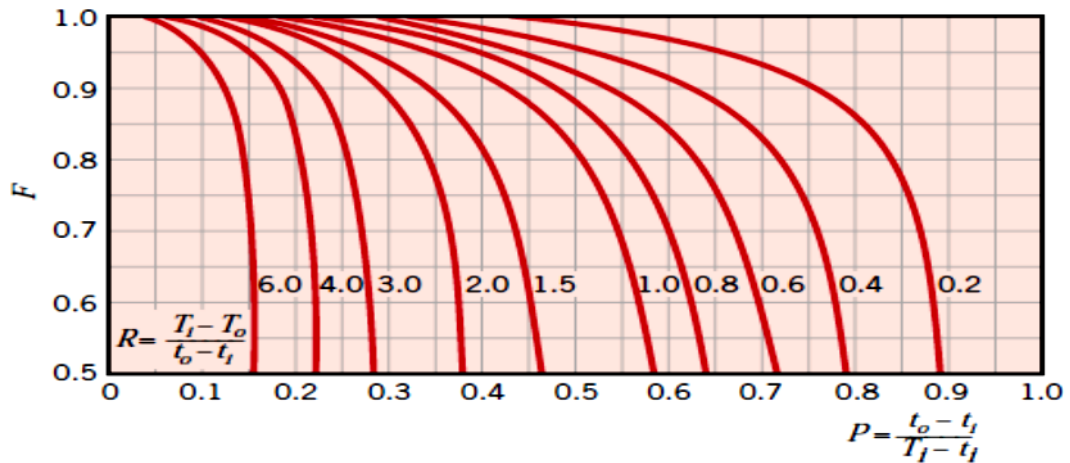
$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{hi} - T_{ci}) - (T_{ho} - T_{co})}{\ln\left(\frac{T_{hi} - T_{ci}}{T_{ho} - T_{co}}\right)} K \quad (2.17)$$

### 2.5.5 Faktor Koreksi $\Delta T_{LMTD}$

Dalam keadaan sebenarnya, di dalam HE tidak ada aliran fluida yang benar-benar menyilang, searah atau berlawanan arah. Untuk itu, harga LMTD yang didapat harus dikoreksi. Besarnya bergantung dari jenis HE, jumlah laluan dan temperatur masuk-keluar fluida. Adapun rumus untuk faktor koreksi LMTD aliran searah menggunakan sbb (Incropera, 2007):

$$F_T = \dots(2.18)$$

$$\text{Dimana: } P = \frac{t_{co} - t_{ci}}{T_{hi} - T_{ho}} \quad R = \frac{T_{hi} - T_{ho}}{t_{co} - t_{ci}} \quad (2.18)$$



Gambar 2.25. Logarithmic mean temperature difference correction factor for the shell-and-tube HE with one shell pass and two tube passes. ((Incropera, 2007))

### 2.5.6 Laju Perpindahan Panas Heat Exchanger

Laju perpindahan panas pada HE mempergunakan persamaan 2.19. Untuk mendapatkan harga  $F_T$  dapat dicari melalui gambar 2.24 sebagai fungsi terhadap  $P$  dan  $R$ .

$$q = U \times A \times \Delta T = U \times A \times F_T \times (\text{LMTD}) \quad (2.19)$$

Dari persamaan 2.15 terlihat bahwa untuk mengetahui besarnya laju perpindahan panas pada suatu HE, harus ditentukan terlebih dahulu besarnya koefisien perpindahan kalor menyeluruh ( $U$ ), luas permukaan perpindahan kalor ( $A$ ), beda suhu rata-rata dalam HE ( $\Delta T_{\text{LMTD}}$ ) serta faktor koreksi (Incropera, 2007).

### 2.5.7 Analisa Pressure Drop Pada Heat Exchanger Shell and Tube

Pressure drop yang terjadi didalam tube terdiri dari headloss major dan headloss minor. Headloss major terjadi akibat adanya gesekan didalam tube sedangkan headloss minor terjadi akibat adanya perubahan arah aliran didalam tube (aliran multipass) dan adanya perubahan luasan (sudden expansion dan

*sudden contraction*) *Headloss major* dapat ditentukan dengan persamaan sbb (Sadik Kakac 2012):

$$\Delta P_{t,major} = 4f \frac{L \cdot N_p}{d_i} \rho \frac{u_m^2}{2} \quad (2.20)$$

Besarnya *Headloss minor* dapat ditentukan dengan persamaan sbb (Sadik Kakac 2012):

$$\Delta P_{t,minor} = 4N_p \frac{\rho \cdot u_m^2}{2} \quad (2.21)$$

Sehingga total *pressure drop* dapat ditentukan dengan persamaan sbb (Sadik Kakac 2012):

$$\Delta P_{tube} = 4f \frac{L \cdot N_p}{d_i} \rho \frac{u_m^2}{2} + 4N_p \frac{\rho \cdot u_m^2}{2} \quad (2.22)$$

Besarnya *pressure drop* pada sisi *shell* dapat ditentukan dengan persamaan sbb (Sadik Kakac 2012):

$$\text{Headloss Major } \Delta P_{t,major} = \frac{f \cdot G_s^2 \cdot D_s (N_B + 1)}{2 \cdot \rho \cdot D_e (\mu_b / \mu_w)^{0.14}} \quad (2.23)$$

$\Delta P_{tube}$  = *Pressure drop* pada sisi *tube* (Pa)

$f$  = *Friction factor*,  $f = ((1,58 \text{ Re}_d) - 3,28)^{-2}$

$L$  = Panjang *tube* pada satu laluan *heat exchanger* (m)

$N_p$  = Jumlah laluan *tube* pada *heat exchanger*

$U_m$  = Kecepatan rata rata aliran didalam *tube* (m/s)

$d_i$  = Diameter dalam *tube* (m)

$D_s$  = Diameter dalam *shell* (m)

$D_e$  = Diameter hidrolis (m)

$G_s$  = Mass velocity sisi *shell* (kg/m<sup>2</sup>.s)

### 2.5.8 Analisa *Heat Exchanger* dengan Metode NTU-Efektivitas

Untuk menganalisa performansi dari HE pada kondisi awal (desain awal) dilakukan dengan menggunakan metode NTU. Analisa meliputi (Incropera, 2007):



*Heat capacity*

$$C_h = \dot{m}_h C_p, h \quad (2.24)$$

$$C_c = \dot{m}_c C_p, c \quad (2.25)$$

*Jika  $C_c < C_h$*

$$C_{min} = C_c \text{ dan } C_{max} = C_h$$

*Jika  $C_c > C_h$*

$$C_{min} = C_h \text{ dan } C_{max} = C_c$$

$$C_r = C_{min} / C_{max} \quad (2.26)$$

$C_c$  = Laju kapasitas kalor sisi dingin di tube ( $W/^\circ C$ )

$C_h$  = Laju kapasitas kalor panas dingin di shell ( $W/^\circ C$ )

*Effectiveness*

Untuk mendefinisikan unjuk kerja suatu alat penukar panas maka perlu diketahui laju perpindahan panas maksimum ( $q_{max}$ ) yang dimiliki oleh alat penukar panas tersebut. Laju perpindahan panas maksimum dinyatakan sebagai berikut:

jika  $C_c < C_h$  maka  $q_{maks} = C_c (T_{h,i} - T_{c,i})$

jika  $C_c > C_h$ , maka  $q_{maks} = C_h (T_{h,i} - T_{c,i})$  (2.27)

*Effectiveness* adalah perbandingan laju perpindahan panas sebenarnya pada *heat exchanger* dengan laju perpindahan panas maksimum pada *heat exchanger* yang dimungkinkan.

$$\mathcal{E} = q_{act} / q_{max} \quad (2.28)$$

$q_{max}$  = Laju perpindahan panas maksimum (watt)

$q_{act}$  = Laju perpindahan panas aktual (watt)

*Effectiveness* merupakan bilangan tanpa dimensi yang besarnya antara  $0 \leq \mathcal{E} \leq 1$ .

Untuk semua *heat exchanger effectiveness* dapat dinyatakan sebagai berikut.

$$\mathcal{E} = f\left(NTU, \frac{C_{min}}{C_{max}}\right) \quad (2.29)$$

Dengan *NTU* (*Number of Transfer Unit*) merupakan bilangan tanpa dimensi yang didefinisikan sebagai berikut.

$$NTU = \frac{U \cdot A}{C_{min}} \quad (2.30)$$

### 2.5.9 Analisa Diameter Shell

Untuk memferifikasi hasil perhitungan manual jumlah *tube* berdasarkan variasi diameter *tube* yang digunakan, Pehitungan diameter *shell* dilakukan untuk memastikan diameter *shell* existing mampu untuk menampung jumlah *tube* hasil perhitungan. Diameter *shell* dapat ditentukan dengan persamaan sbb (Sadik Kakac 2012):

$$\text{Diameter Shell (D}_s\text{)} = \sqrt{\frac{N_t \cdot 4A_1}{CTP \cdot \Pi}} \quad (2.31)$$

$$\text{Proyeksi Area tube layout (A}_1\text{)} = CL \cdot P_t^2 \quad (2.32)$$

Nt = Jumlah *tube*

CTP = 0.9 (*Two Tube Passes*)

CL = 0.87 (*for 30° and 60°*)

### 2.4.10 Analisa Cost Benefit Analysis

CBA (*cost benefit analysis*) adalah suatu alat analisis dengan prosedur yang systematis untuk membandingkan serangkaian biaya dan manfaat yang relevan dengan sebuah aktivitas atau proyek. CBA beretujuan untuk memberikan dasar dalam membandingkan biaya total yang diharapkan dari setiap pilihan dengan total keuntungan yang diharapkan, untuk mengetahui apakah keuntungan melampaui biaya serta berapa banyaknya. Adapun metode CBA adalah sbb:

- Menentukan semua manfaat dan biaya dari proyek yang akan dilaksanakan
- Menghitung manfaat dan biaya dalam nilai uang
- Menghitung masing-masing manfaat dan biaya dalam nilai uang sekarang.

Metode CBA yang digunakan dalam penelitian ini menggunakan metode *Net Present Value* (NPV). Metode ini menghitung selisih antara nilai sekarang biaya inventasi dan biaya operasi dengan nilai sekarang pendapatan di masa yang akan datang. Adapun nilai NPV dapat ditentukan dengan persamaan sbb (Paul O'Callaghan 1993):

$$\text{PV Total Biaya} = \text{PV Biaya Investasi} + \text{PV Biaya Operasi} \quad (2.33)$$

PV adalah jumlah biaya yang dikeluarkan pada masa depan yang akan didiskontokan kembali ke nilai pada saat ini. Adapun rumus untuk menghitung *Present Value* adalah sbb:

$$C_T = C_i + C_o$$

$$\text{PV Biaya} = \frac{C_1}{(1+i)^{n1}} + \frac{C_2}{(1+i)^{n2}} + \dots + \frac{C_n}{(1+i)^n} \quad (2.34)$$

$i$  = *Interest rate* (%)

$n$  = Tahun

$C_n$  = Jumlah biayaditahun ke n

$S_n$  = Jumlah pendapatan ditahun ke n

$C_T$  = Total biaya

$C_i$  = Biaya Investasi

$C_o$  = Biaya Operasi

Halaman ini sengaja dikosongkan



## BAB III

### METODOLOGI PENELITIAN

#### 3.1 Metodologi Penelitian

Analisa dalam penelitian ini meliputi analisa perpindahan panas desain *heat exchanger existing* pada sistem *close loop*, analisa perancangan ulang (optimasi desain) *heat exchanger* antara dan *cost benefit analysis* pada sistem pendingin *open loop*, *close loop existing* dan redesain. Pada proses redesain *heat exchanger* antara *close loop* dilakukan melalui perhitungan termodinamika dan perpindahan panas. Untuk CBA dalam penelitian ini dilakukan melalui metode *net present value*.

##### 3.1.1. Analisa Efektifitas *Heat Exchanger* Antara pada Sistem *Close Loop Existing*

Untuk melakukan desain ulang pada *heat exchanger* antara sistem *close loop*, langkah pertama yang dilakukan adalah dengan analisa performa dari *heat exchanger* antara desain *existing*, yaitu melalui analisa data temperatur dan dimensi dari *heat exchanger* antara *existing* pada desain dan kondisi aktual. Metode yang digunakan untuk analisa efektifitas *heat exchanger* adalah metode NTU. Dimana semakin besar nilai NTU maka nilai *effectiveness* nya akan semakin besar. Hal tersebut sesuai dengan persamaan  $\varepsilon = f(\text{NTU}, \text{Cr})$ . Selanjutnya adalah melakukan perhitungan total beban pendinginan yang dapat diterima oleh HE antara berdasarkan data dimensi *heat exchanger*. Jika diperoleh total beban pendinginan maksimum lebih rendah dibanding kebutuhan seharusnya, maka selanjutnya dilakukan redesain *heat exchanger* antara untuk didapatkan total beban pendinginan yang lebih besar.

##### 3.1.2 Perencanaan *Heat Exchanger* Antara Desain Baru

Perencanaan dilakukan untuk mendapatkan spesifikasi *heat exchanger shell and tube* antara yang mampu melayani seluruh beban pendinginan pada *air cooler generator*, *oil cooler GTB* dan *oil cooler TGB*. Redesain dilakukan dengan melakukan *trial and error* desain *heat exchanger* antara melalui perhitungan

thermodynamika dan perpindahan panas dengan mengacu standard TEMA sehingga diperoleh nilai efektifitas dan biaya *heat exchanger* yang paling optimal. Hasil yang akan diperoleh dari perencanaan *heat exchanger* ini adalah spesifikasi *heat exchanger* antara (jumlah *tube*, diameter *tube* dan diameter *shell*) untuk performa (effektifitas) dan biaya *heat exchanger* antara yang paling optimum berdasarkan batasan yang telah ditetapkan. Berikut adalah langkah-langkah dalam perencanaan *heat exchanger* antara tersebut :

1. Mendapatkan propertis dari masing-masing fluida dengan variabel yang sudah diketahui.
2. Mencari beban pendinginan dari masing masing *heat exchanger* (*air cooler generator*, *oil cooler GTB* dan *oil cooler TGB*) berdasarkan data desain, *commissioning* dan kondisi aktual sekarang dari masing – masing propertis fluida yang diperoleh.
3. Analisis perhitungan thermodynamika dan perpindahan panas untuk mendapatkan konfigurasi spesifikasi *heat exchanger* antara desain baru.
4. Menetapkan dan menganalisa konfigurasi yang optimal pada desain baru sesuai dengan batasan yang ada.
5. Menganalisa efektifitas dari konfigurasi *heat exchanger* antara yang baru.
6. Membandingkan hasil redesain dengan kondisi awal *heat exchanger* antara

Dari redesain *heat exchanger* antara tersebut terdapat beberapa variabel tetap dalam perencanaan yaitu temperatur air *darft tube* masuk  $T_{ci}$  dan temperatur air olah masuk  $T_{hi}$ . Selain itu redesain *heat exchanger* antara baru terdapat beberapa batasan lainya diantaranya panjang *tube*, *pitch tube* dan diameter *shell* maksimum akibat dari volume ruangan yang tersedia. Karena PLTA Cirata mempunyai fasilitas *line charging* debit fluida air olah dan debit air *daraft tube* harus mengikuti kondisi aktual sekarang sehingga daya pemakian sendiri tidak meningkat melebihi kapasitas genset & PLTS yang terpasang..

### **3.1.3 Cost Benefit Analysis Pada Heat Exchanger Antara**

Berdasarkan refrensi penelitian sebelumnya analisa biaya dilakukan untuk mendapatkan total biaya *heat exchanger* antara meliputi biaya investasi dan biaya operasi selama umur operasi (*life time*) *heat exchanger* antara yang dalam

penelitian ini ditentukan selama 20 tahun. Selanjutnya total biaya *heat exchanger* antara desain baru dibandingkan dengan total biaya pada sistem pendingin yang berbeda, diantaranya yaitu dengan sistem pendingin *close loop* desain *existing*, *close loop* redesain dan sistem *open loop*. Metode CBA yang digunakan adalah metode *net present value* (NPV), yaitu mengkalkulasi selisih antara nilai sekarang (PV) biaya investasi dan biaya operasi dengan total pendapatan yang diterima di masa yang akan datang pada nilai sekarang. Hasil dari perbandingan biaya tersebut didapatkan metode sistem pendingin untuk generator dan bearing dengan biaya yang paling rendah, sehingga dapat digunakan sebagai referensi dalam memilih metode sistem pendingin yang tepat untuk mendukung penurunan biaya pokok penyediaan listrik (BPP) di PLTA Cirata. Berikut adalah langkah-langkah dalam analisa biaya *heat exchanger*:

1. Menghitung total biaya *heat exchanger shell and tube* antara desain baru melalui variasi diameter *tube* yang digunakan (3/4", 5/8" dan 1/2" berdasarkan biaya operasi (KWH Listrik), histori biaya pengantian seluruh *heat exchanger* dan investasi awal geometri hasil re-desain pada sistem *close loop*.
2. Menghitung total biaya pada sistem pendingin *open loop* yang menggunakan teknologi *air cooler generator stainless steel* berdasarkan biaya operasi dan histori biaya pengantian seluruh *heat exchanger*.
3. Membandingkan hasil perhitungan biaya pada sistem pendingin *close loop* dengan *heat exchanger* antara desain baru dan sistem *open loop* yang menggunakan *air cooler* generator dengan material *stainless steel* dan CuNi melalui metode PV.

### **3.2 Perhitungan Beban Pendinginan Sistem *Open Loop***

#### **3.2.1 Perhitungan Beban Pendinginan Berdasarkan Data Desain**

Data yang digunakan dalam perhitungan neraca energi adalah pengukuran langsung, data *commissioning* dan data desain sistem pendingin unit 1. Berikut adalah data *commissioning*, data desain, data pengukuran langsung, sifat sifat fluida dan perhitungan beban pendinginan pada masing masing kalor.



Data desain sistem pendingin PLTA Cirata hanya memuat nilai operasi normal dan nilai maksimum yang diijinkan. Data tersebut dapat dilihat pada tabel di bawah ini.

Tabel 3.1 Data desain pendingin sisi suplai air *draft tube*

<i>Equipment</i>	<i>Rating</i>	<i>Unit Condition</i>	<i>Information</i>
<i>Cooling Water Supply Pump</i>	<i>132 kW x 2 (redundan) Q=720 m<sup>3</sup> /H</i>	<i>WGA : &gt; 2,0m/s</i>	<i>WGA: Wtr.Gen.Air Cooler</i>
		<i>WGT : &gt; 2,0 m/s</i>	<i>WGT: Wtr. Gen Thrust. Bearing</i>
		<i>WTG : &gt; 1,0 m/s</i>	<i>WTG: Wtr. Turbine Guide Bearing</i>
		<i>WGC : &gt; 1,0 m/s</i>	<i>WGC: Wtr. Governor Cooler</i>
<i>Automatic Strainer For Colling Water Supply</i>	<i>0,075 kW x 2 (redundan)</i>	<i>Max. pressure drop:1,2 bar</i>	

(PLTA Cirata., 1987)

Tabel 3.2 Data desain pendingin sisi *heat exchanger*

<i>Particulars</i>	<i>Normal Opration Range</i>	<i>Permissive Limit</i>
<i>Turbine</i>		
<i>Cooling Water for</i>	1,4 m/s	1,0 m/s
<i>Turbin Guide Bearing (TGB)</i>	116 L/min	83 L/min
<i>Bearing Temperature</i>	65 °C	<68 °C
<i>Govenor</i>		
<i>Cooling Water</i>	1,3 m/s	1,0 m/s
	108 L/min	83 L/min
<i>Strainer</i>		
<i>Inlet Presure</i>	12,5-14,0 Bar	
<i>Outlet Presure</i>	12,5-14,0 Bar	
<i>Presure Diference</i>	-	-1,2 Bar
<i>Generator</i>		
<i>Generator stator</i>	< 110 °C	79 °C
<i>Generator rotor</i>	-	90 °C
<i>Gen.cooler warm air</i>	-	75 °C
<i>Gen cooler cold air</i>	-	45 °C
<i>Cooling water</i>		
<i>Thrust &amp; guide bearing</i>	2,5 m/s	2 m/s
	1298 L/min	924 L/min
<i>Air cooler</i>	2,5 m/s	2 m/s
	5195 L/min	4156 L/min

(PLTA Cirata., 1987)

Tabel 3.3 Data desain *air cooler generator*

<b>DATA DESAIN AIR COOLER GENERATOR</b>	
<i>Thermal rating</i>	1710 kW
<i>Air volume flow</i>	67,2 m <sup>3</sup> /s
<i>Air inlet temperature</i>	62 °C
<i>Air outlet temperature</i>	37 °C
<i>Pressure air inside</i>	90 °C
<i>Cooling water flow</i>	408 m <sup>3</sup> /h
<i>Cooling water inlet temp</i>	26 °C
<i>Cooling water outlet temp</i>	29,6 °C
<i>Pressure drop water side</i>	22,6 KPa
<i>Test pressure/admisable</i>	12 Bar
<i>Connection water side</i>	DN 80 DIN2633
<i>Mass per cooling element</i>	330 Kg
<i>Tube material</i>	Cu Ni 10 Fe

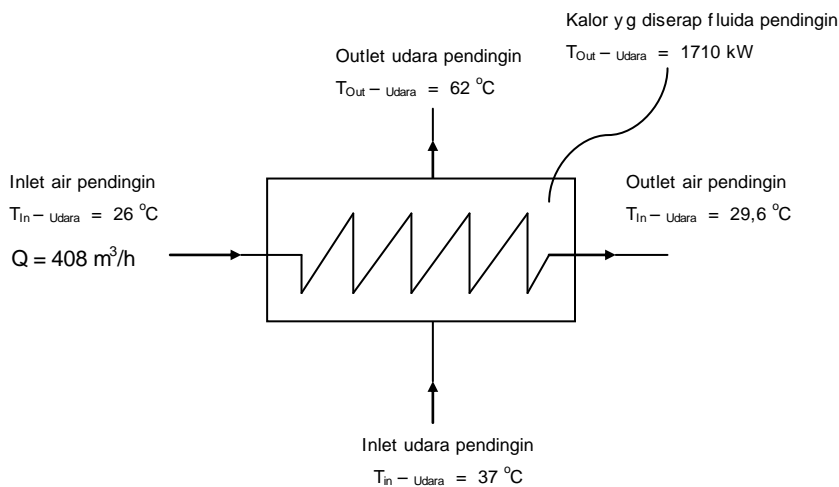
(PLTA Cirata., 1987)

### Perhitungan beban pendinginan pada *air cooler generator*

Besarnya beban pendinginan total / energi total dapat ditentukan dengan persamaan 2.1 dan 2.2 :

Tabel 3.4 Data beban pendinginan *air cooler generator* berdasarkan data desain

<b>HE Air Cooler Generator</b>		
Keterangan	Nilai	Satuan
Debit Air Draft Tube in (Q)	408	m <sup>3</sup> /h
Temperatur Air Draft Tube: Tin	26	°C
Air Draft Tube: Tout	29,6	°C
Beda Temperatur ( $\Delta T$ )	3,6	°C
Temperatur Rata-rata	300,8	K
Massa Jenis ( $\rho$ )	995,99	kg/m <sup>3</sup>
Laju Aliran Massa (mc)	112,879	kg/s
<i>Specific Heat</i> (CP)	4,179	kJ/kg.K
Viskositas ( $\mu$ )	0,000842	N.s/m <sup>2</sup>
Beban Pendinginan (q)	1710	kW



Gambar 3.1 Skema neraca energi *air cooler generator* berdasarkan data desain

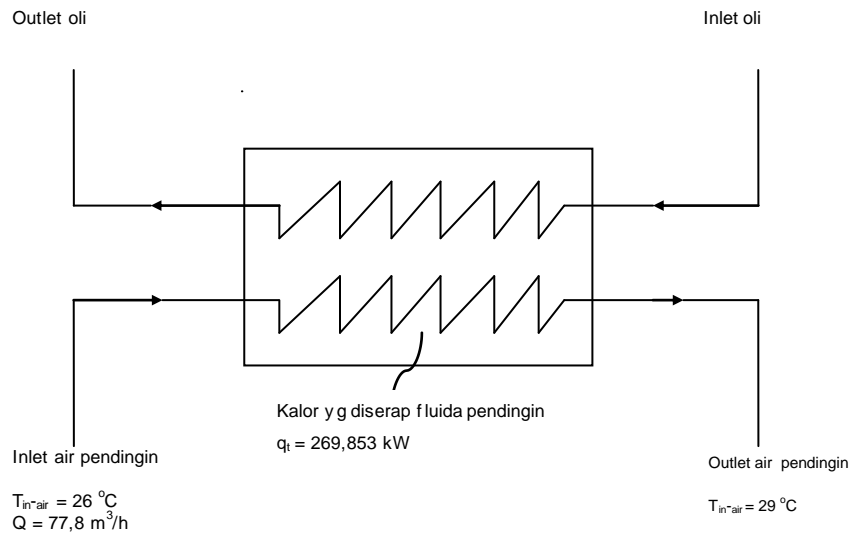
Dibandingkan dengan ketiga heat exchanger lainya *air cooler generator* mempunyai beban pendinginan yang paling besar untuk kondisi operasi yang sama, yaitu sebesar 1698,2 kW dengan debit air pendingin sebesar 408 m<sup>3</sup>/h. *Air cooler generator* tersebut berfungsi mendinginkan generator dengan cara mendinginkan udara didalam ruang generator. *Heat exchanger* yang digunakan adalah tipe radiator (*compact heat exchanger*).

### Perhitungan beban pendinginan pada *oil cooler generator thrust bearing*

Besarnya beban pendinginan total / energi total dapat ditentukan dengan persamaan 2.1 dan 2.2 :

Tabel 3.5 Data beban pendinginan *oil cooler generator thrust bearing* berdasarkan data desain

<b>HE Oil Cooler Thrust Bearing</b>		
Keterangan	Nilai	Satuan
Debit Air Draft Tube in (Q)	77,8	m <sup>3</sup> /h
Temperatur Air Draft Tube: Tin	26	°C
Air Draft Tube: Tout	29	°C
Beda Temperatur (ΔT)	3	°C
Temperatur Rata-rata	300,5	K
Massa Jenis (ρ)	995,99	kg/m <sup>3</sup>
Laju Aliran Massa (mc)	21,525	kg/s
<i>Specific Heat</i> (CP)	4,179	kJ/kg.K
Viskositas (μ)	0,000842	N.s/m <sup>2</sup>
Beban Pendinginan (q)	269,853	kW



Gambar 3.2 Skema neraca energi *oil cooler generator thrust bearing* berdasarkan data desain

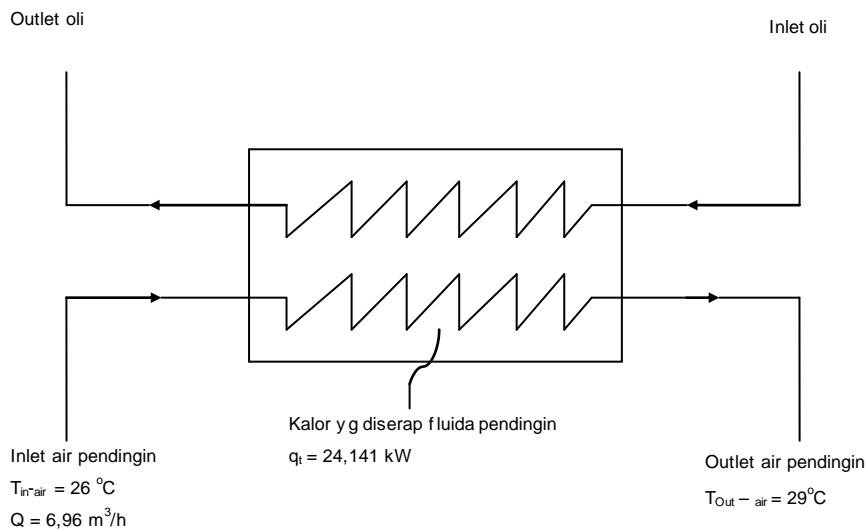
Pada *oil cooler thrust bearing*, kalor yang harus dibuang oleh air pendingin sebesar 269,853 kW dengan debit air pendingin sebesar 77,6m<sup>3</sup>/h. *oil cooler thrust bearing* tersebut digunakan untuk mendinginkan oli pada *thrust bearing generator*. *Heat exchanger* yang digunakan untuk *oil cooler thrust bearing* tersebut adalah tipe cangkang dan pipa (*shell & tube*).

### Perhitungan beban pendinginan pada *oil cooler turbin guide bearing*

Besarnya beban pendinginan total / energi total dapat ditentukan dengan persamaan 2.1 dan 2.2:

Tabel 3.6 Data beban pendinginan *oil cooler turbin guide bearing* berdasarkan data desain

HE Oil Cooler Turbin Guide Bearing		
Nama Fluida	Nilai	Satuan
Debit Air Draft Tube in(Q)	6,96	m <sup>3</sup> /h
Temperatur Air Draft Tube: T <sub>in</sub>	26	<sup>0</sup> C
Air Draft Tube: T <sub>out</sub>	29	<sup>0</sup> C
Beda Temperatur (ΔT)	3	<sup>0</sup> C
Temperatur Rata-rata	300,5	K
Massa Jenis (ρ)	995,99	kg/m <sup>3</sup>
Laju Aliran Massa (mc)	1,926	kg/s
Specific Heat (CP)	4,179	kJ/kg.K
Viskositas (μ)	0,000842	N.s/m <sup>2</sup>
Beban Pendinginan (q)	24,141	kW



Gambar 3.3 Skema neraca energi *oil cooler turbin guide bearing* berdasarkan data desain

Pada *oil cooler turbin guide bearing*, kalor yang harus dibuang oleh air pendingin sebesar 24,141 kW dengan debit air pendingin 6,96 m<sup>3</sup>/h. Heat exchanger yang dipakai adalah tipe cangkang dan pipa (*shell & tube*). Besarnya kalor yang dibuang pada *oil cooler governor* tidak dihitung karena tidak ada data temperatur dan laju aliran air pendingin. Tetapi kalor yang dibuang pada *oil cooler governor* dapat diabaikan karena saat ini aliran air pendingin menuju *oil cooler governor* telah diblock, sehingga saat ini *oil cooler governor* tersebut sama sekali tidak membebani sistem air pendingin PLTA Cirata.

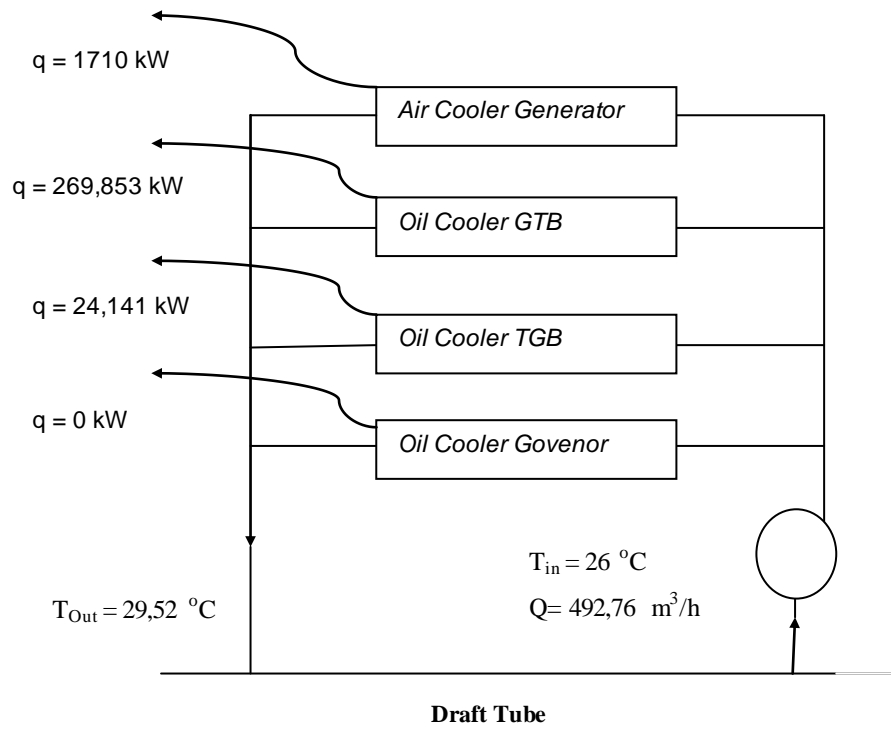
Beban pendinginan total pada sistem pendingin PLTA Cirata unit 1 berdasarkan data desain dapat dihitung sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 Q_{tot} &= Q_{gen} + Q_{gtb} + Q_{tgb} + Q_{gov} \\
 &= 1710 + 269,853 + 24,141 + 0 \\
 &= 2004 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

Temperatur keluar rata-rata air pendingin yang dibuang ke *draft tube* dapat dihitung dengan persamaan 2.1:

Tabel 3.7 Data total beban pendinginan sistem *open loop* berdasarkan data desain

<b>Desain Open Loop</b>		
<b>Keterangan</b>	<b>Nilai</b>	<b>Satuan</b>
Debit Air Draft Tube in (Q)	492.76	m <sup>3</sup> /h
Temperatur Air Draft Tube: Tin	26	°C
Air Draft Tube: Tout	29,52	°C
Beda Temperatur (ΔT)	3,52	°C
Massa Jenis (ρ)	995,99	kg/m <sup>3</sup>
Laju Aliran Massa (mc)	136,32	kg/s
<i>Specific Heat</i> (CP)	4,179	kJ/kg.K
Beban Pendinginan (q)	2004	kW



Gambar 3.4 Skema neraca energi dan aliran pendingin sistem *Open Loop* berdasarkan data desain

### 3.2.2 Perhitungan Beban Pendinginan Berdasar Data *Commissioning*

Data *commissioning* didapat dengan melakukan survey literatur di PLTA Cirata, Data tersebut digunakan sebagai dasar perhitungan desain awal heat exchanger pada sistem *closed loop*. Data pengujian meliputi sistem pendingin secara keseluruhan dapat dilihat pada data *Heat-Run Test* dan *Combination Test*.

Berikut ini adalah perhitungan beban pendinginan untuk masing-masing *heat exchanger* berdasarkan data *commisioning* sistem pendingin unit 1 yang ditentukan dengan persamaan 2.1 dan 2.2 :

Tabel 3.8 Data beban pendinginan masing masing *heat exchanger* berdasarkan data *commisioning*

Keterangan	Air Cooler	Oil Cooler GTB	Oil Cooler TGB	Satuan
Debit Air Draft Tube in (Q)	510,32	150,76	5,72	m <sup>3</sup> /h
Temperatur Air Draft Tube : Tin	27,5	27,5	27,5	<sup>0</sup> C
Air Draft Tube: Tout	29,5	30,5	30,5	<sup>0</sup> C
Beda Temperatur (ΔT)	2	3	3	<sup>0</sup> C
Temperatur Rata-rata	301,5	302	302	K
Massa Jenis (r)	995,50	995,42	995,42	kg/m <sup>3</sup>
Laju Aliran Massa (mc)	141,118	41,686	1,582	kg/s
Specific Heat (CP)	4,179	4,179	4,179	kJ/kg.K
Viskositas (μ)	0,000842	0,000842	0,000842	N.s/m <sup>2</sup>
Beban Pendinginan (q)	1178,897	522,367	19,819	kW

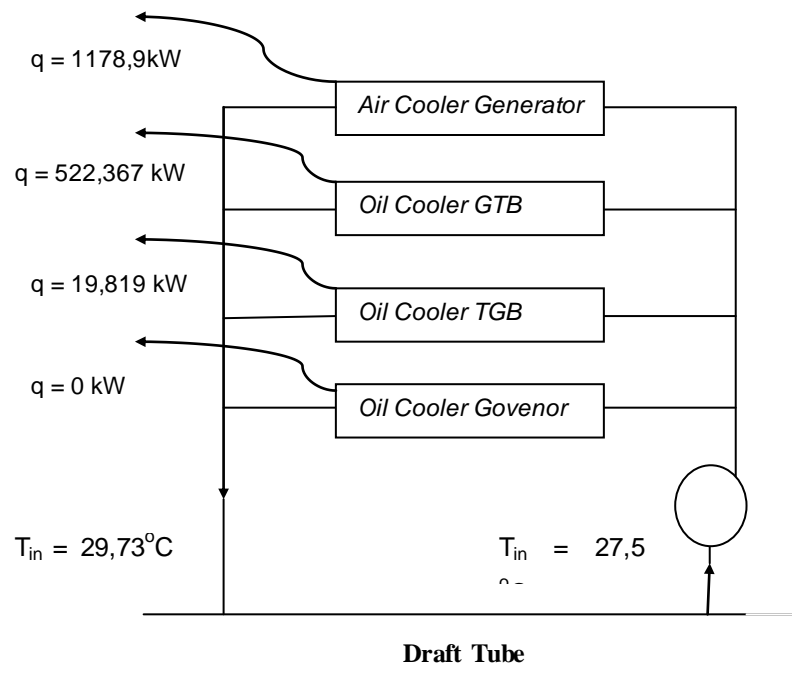
Beban pendinginan total pada sistem pendingin PLTA Cirata unit 1 berdasarkan data *commisioning* dapat dihitung sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 Q_{tot} &= Q_{gen} + Q_{gtb} + Q_{tgb} + Q_{gov} \\
 &= 1178,897 + 522,367 + 19,819 + 0 \\
 &= 1721,1 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

Temperatur keluar rata-rata air pendingin yang dibuang ke draft tube dapat dihitung dengan persamaan 2.1:

Tabel 3.9 Data total beban pendinginan sistem *open loop* berdasarkan data *commisioning*

<i>Commisioning Open Loop</i>		
Keterangan	Nilai	Satuan
Debit Air Draft Tube in (Q)	666.8	m <sup>3</sup> /h
Temperatur Air Draft Tube: Tin	27.5	<sup>0</sup> C
Air Draft Tube: Tout	29,73	<sup>0</sup> C
Beda Temperatur (ΔT)	2,23	<sup>0</sup> C
Massa Jenis (ρ)	995,5	kg/m <sup>3</sup>
Laju Aliran Massa (mc)	184,39	kg/s
<i>Specific Heat</i> (CP)	4,179	kJ/kg.K
Beban Pendinginan (q)	1721.1	kW



Gambar 3.5 Skema neraca energi dan aliran pendingin sistem *Open Loop* berdasarkan data *commissioning*

### 3.2.3 Perhitungan Beban Pendinginan Berdasar Data Pengukuran Langsung

Data pengukuran langsung dapat diperoleh dari dua sumber yaitu data operasi harian dan data pengukuran secara langsung. Data operasi sistem pendingin yang diperoleh berdasarkan recording harian (*logsheet*) oleh operator PLTA Cirata. Data tersebut tidak seluruhnya digunakan dalam perhitungan karena beberapa parameter yang diperlukan dalam perhitungan tidak terdapat pada data operasi. Selain itu, terdapat perbedaan antara data yang diperoleh dari pembacaan termometer *gage (dial)* dan ruang kontrol, sehingga diperlukan pengukuran langsung untuk memperoleh data yang kurang sekaligus sebagai pembandingan data operasi yang terecord.

Data pengukuran langsung sistem pendingin PLTA Cirata yang diperoleh berdasarkan pengukuran langsung dilapangan pada beberapa parameter yang diperlukan dalam perhitungan perancangan *heat exchanger* diantaranya sbb:

- Pengukuran debit air pendingin dari *draft tube*.
- Pengukuran temperatur air pendingin *in* dan *out* dari *heat exchanger*.



Tabel 3.10 Data pengukuran debit air pendingin

<i>No</i>	<b>Pipa Utama CWP</b>	<i>Air Cooler Generator</i>	<i>Oil Cooler Turbine Guide Bearing</i>	<i>Oil Cooler Generator Thrust Bearing</i>
	m <sup>3</sup> /h	m <sup>3</sup> /h	m <sup>3</sup> /h	m <sup>3</sup> /h
1	644,27	502,53	5,48	136,26
2	674,08	519,04	5,63	149,41
3	671,36	510,23	5,77	155,36
4	684,8	520,45	5,87	158,48
5	633,66	494,26	4,92	134,49
6	639,97	499,18	4,78	136,02
7	647,97	505,2	4,74	137,81
8	649,99	493,99	4,66	151,34
9	649,14	499,84	4,58	144,72
10	657,66	512,98	5,5	139,19
11	659,66	501,34	5,49	152,83
Rata2	655,687	505,367	5,22	145,083

Tabel 3.11 Data pengukuran temperatur air pendingin

<i>No</i>	<i>Air Cooler Generator</i>			<i>Oil Cooler Generator Thrust bearing</i>			<i>Oil Cooler Turbin Guide Bearing</i>		
	Tin	Tout	ΔT	Tin	Tout	ΔT	Tin	Tout	ΔT
1	27,5	29,6	2,1	27,4	31,5	4,1	27,4	30,6	3,2
2	27,4	29,5	2,1	27,2	31,4	4,2	27,5	30,9	3,4
3	27,3	29,6	2,3	27,3	31,8	4,5	27,4	30,8	3,4
4	27,5	29,2	1,7	27,3	31,4	4,1	27,2	30,4	3,2
5	27,5	29,4	1,9	27,7	32,5	4,8	27,6	30,9	3,3
6	27,4	29,4	2	27,6	31,8	4,2	27,5	30,8	3,3
7	27,3	29,2	1,9	27,5	31,9	4,4	27,5	30,9	3,4
8	27,4	29,4	2	27,4	31,7	4,3	27,4	30,7	3,3
9	27,4	29,5	2,1	27,2	31,4	4,2	27,2	30,4	3,2
10	27,3	29,2	1,9	27,4	31,6	4,2	27,3	30,6	3,3
Rata2	27,4	29,4	2	27,4	31,7	4,3	27,4	30,7	3,3

Berikut ini adalah perhitungan beban pendinginan untuk masing-masing *heat exchanger* berdasarkan data pengukuran langsung sistem pendingin unit 1 yang ditentukan dengan persamaan 2.1 dan 2.2 :

Tabel 3.12 Data beban pendinginan masing masing *heat exchanger* berdasarkan data pengukuran langsung

Keterangan	Air Cooler	Oil Cooler GTB	Oil Cooler TGB	Satuan
Debit in Air Pendingin (Q)	505,367	145,083	5,22	m <sup>3</sup> /h
Temperatur Air Draft Tube : Tin	27,4	27,4	27,4	°C
Air Draft Tube :Tout	29,4	31,7	30,7	°C
Beda Temperatur (ΔT)	2	4,3	3,3	°C
Temperatur Rata-rata	301,4	303	302,05	K
Massa Jenis (ρ)	995,55	995,33	995,41	kg/m <sup>3</sup>
Laju Aliran Massa (mc)	139,755	40,113	1,443	kg/s
Specific Heat (CP)	4,179	4,179	4,179	kJ/kg.K
Viskositas (μ)	0,000842	0,000842	0,000842	N.s/m <sup>2</sup>
Beban Pendinginan (q)	1167,68951	720,367	19,895	kW

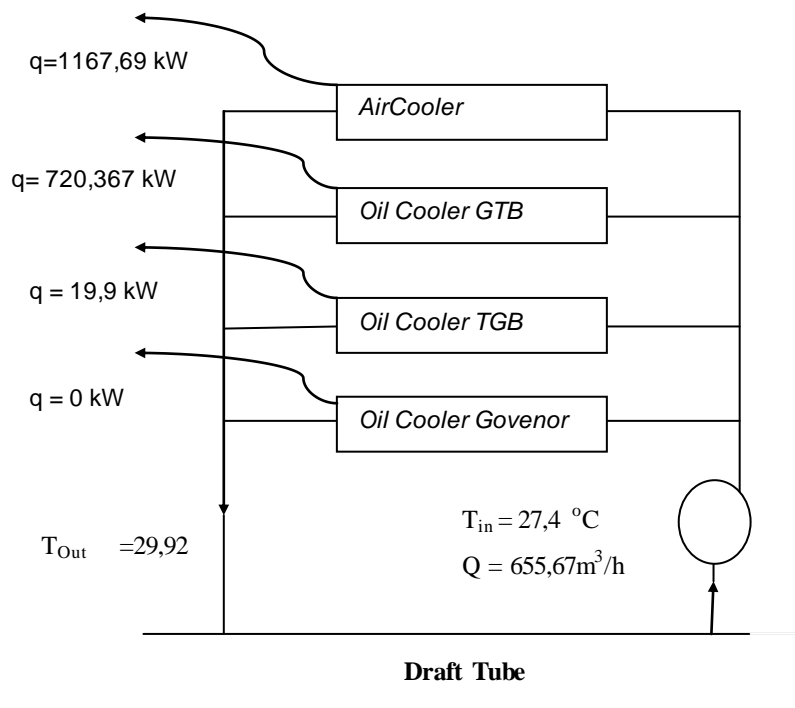
Perhitungan beban pendinginan total pada sistem pendingin PLTA Cirata unit 1 berdasarkan data pengukuran langsung adalah sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 Q_{tot} &= Q_{gen} + Q_{gtb} + Q_{tgb} + Q_{gov} \\
 &= 1167,69 + 720,367 + 19,895 + 0 \\
 &= 1907,05 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

Temperatur keluar rata-rata air pendingin yang dibuang ke *draft tube* dapat dihitung dengan persamaan 2.1:

Tabel 3.13 Data beban pendinginan sistem *open loop* berdasarkan data pengukuran langsung

<i>Aktual Open Loop</i>		
Keterangan	Nilai	Satuan
Debit Air Draft Tube in (Q)	655,67	m <sup>3</sup> /h
Temperatur Air Draft Tube: Tin	27,4	°C
Air Draft Tube: Tout	29,92	°C
Beda Temperatur (ΔT)	2,52	°C
Massa Jenis (ρ)	995,55	kg/m <sup>3</sup>
Laju Aliran Massa (mc)	181,32	kg/s
<i>Specific Heat</i> (CP)	4,179	kJ/kg.K
Beban Pendinginan (q)	1907,05	kW



Gambar 3.6 Skema neraca energi dan aliran pendingin sistem *open loop* berdasarkan data pengukuran langsung

### 3.3 Perhitungan Temperatur Air Olah Masuk *Heat Exchanger* Antara Pada sistem *Close Loop*

Perhitungan besarnya beban pendinginan total / energi total, temperatur, debit air pendingin untuk sistem *close loop* yang dibutuhkan dalam perhitungan ditentukan dengan beberapa asumsi berdasarkan data beban tertinggi yaitu:

1. Besarnya kalor yang dibuang pada *heat exchanger* antara disistem *close loop* sama dengan besarnya beban pendinginan *air cooler generator* dan *oil cooler TGB* yang digunakan berdasar data desain. Hal ini dilakukan untuk mengantisipasi apa bila PLTA Cirata hendak melakukan up-rating, maka peningkatan beban pendinginan pada *generator air cooler* masih dapat diterima oleh *heat exchanger* Antara. Pada *Oil cooler GTB* besarnya kalor merujuk pada data pengukuran langsung karena mempunyai beban pendinginan yang paling tinggi dibanding data desain dan commissioning.
2. Debit air pendingin pada *heat exchanger* sistem *close loop* mengikuti besarnya presentase debit yang masuk pada sistem pendingin *open loop*.

3. Temperatur air pendingin dari draft tube diambil sebesar  $T_{in}$  27,4°C mengikuti data pengukuran langsung dan pada temperatur yang dibuang menuju *draft tube* diambil sebesar  $T_{out}$  31,1 °C, diperoleh dari perhitungan beban pendinginan yang harus diterima berdasarkan persamaan 2.1.
4. Temperatur air pendingin yang keluar dari heat exchanger Antara 34,1°C, sehingga mempunyai beda temperatur 3°C dengan air pendingin yang dibuang kembali ke *draft tube*.

Pada perhitungan *close loop* air yang bersirkulasi dalam *close loop* disebut air olah, sedangkan air yang berada di luar *loop* yang mendinginkan air olah disebut air pendingin / air *draft tube*.

### 3.3.1 Perhitungan Temperatur Air Olah Keluaran dari Tiap Heat Exchanger Berdasarkan Data Beban Tertinggi

Besarnya beban pendinginan total / energi total sistem *close loop* untuk mendapatkan temperatur air olah masuk *heat exchanger* Antara dari keluaran *air cooler generator*, *Oil cooler generator thrust bearing* dan *Oil cooler turbin guide bearing* dapat ditentukan dengan persamaan sebagai berikut:

#### Perhitungan temperatur air olah masuk heat exchanger Antara

Besarnya beban pendinginan total / energi total sistem *loop tertutup* untuk mendapatkan temperatur air olah masuk *heat exchanger* Antara adalah sebagai berikut.

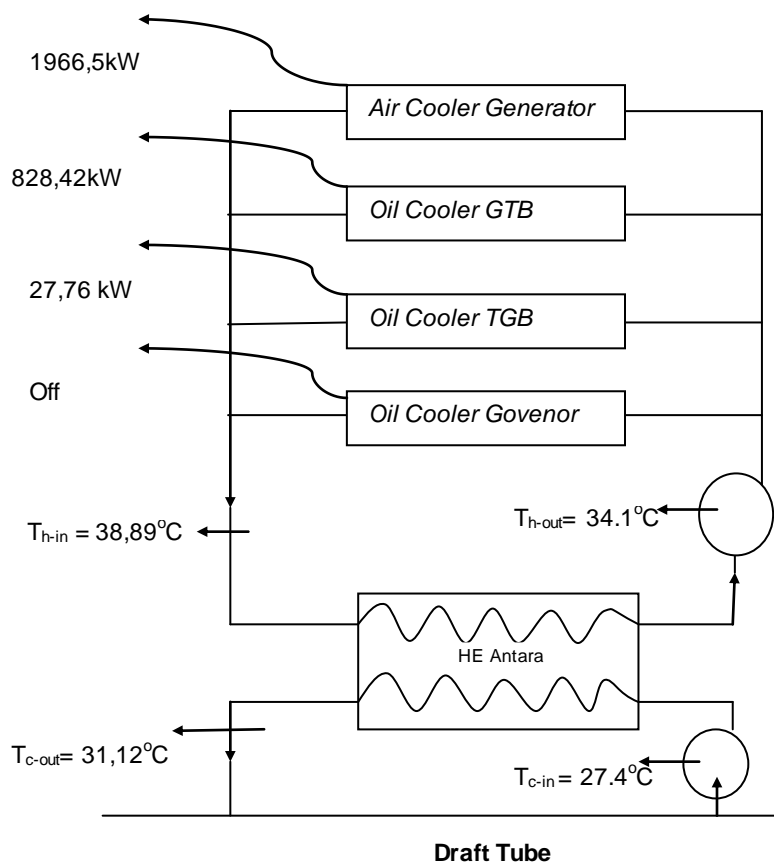
$$\begin{aligned}
 q_{Tot} &= q_{Air\ cooler} + q_{GTB} + q_{TGB} \\
 &= 1710\text{ kW} + 720,367\text{kW} + 24,141\text{ kW} \\
 &= 2454,508\text{kW}
 \end{aligned}$$

Dalam perancangan *heat exchanger* antara ini diberikan safety factor sebesar 15% dengan dasar pertimbangan kualitas air waduk saat ini. Hasil preventive maintenance ditemukan kondisi laju fouling cukup tinggi dan berakibat mengurangi luas permukaan perpindahan panas:

$$\begin{aligned}
 q_{Tot} &= 2454,508\text{kW} \cdot 115\% \\
 &= 2822,68\text{kW}
 \end{aligned}$$

Tabel 3.14 Data perhitungan air olah masuk *heat exchanger* Antara pada sistem *close loop* berdasarkan data beban tertinggi

Shell & Tube	Sisi Panas	Sisi Dingin	Satuan
Keterangan	Air Olah	Air Draft Tube	Satuan
Debit Air Olah In (Q)	511.63	655,69	m3/H
Temperatur Air Olah : Tin	38,89	27,4	°C
Air Olah : Tout	34,1	31,12	°C
Beda Temperatur ( $\Delta T$ )	4,79	3,72	°C
Temperatur Rata-rata	36,49	29,26	K
Massa Jenis ( $\rho$ )	993,31	997	kg/m3
Laju Aliran Massa (mc)	141,17	181,59	kg/s
Specific Heat (CP)	4,178	4,178	kJ/kg.K
Viskositas ( $\mu$ )	0,000715	0,000842	N.s/m2
Beban Pendinginan (q)	2882,68	2882,68	kW



Gambar 3.7 Skema neraca energi dan aliran pendingin sistem *close loop* berdasarkan data beban tertinggi

### 3.4 Ringkasan Data Untuk CBA Sistem Pendingin Pada Generator Dan Bearing PLTA Cirata

Data bahan untuk CBA diperoleh dari histori tiga bidang meliputi pemeliharaan, operasi dan niaga diantaranya adalah sbb.

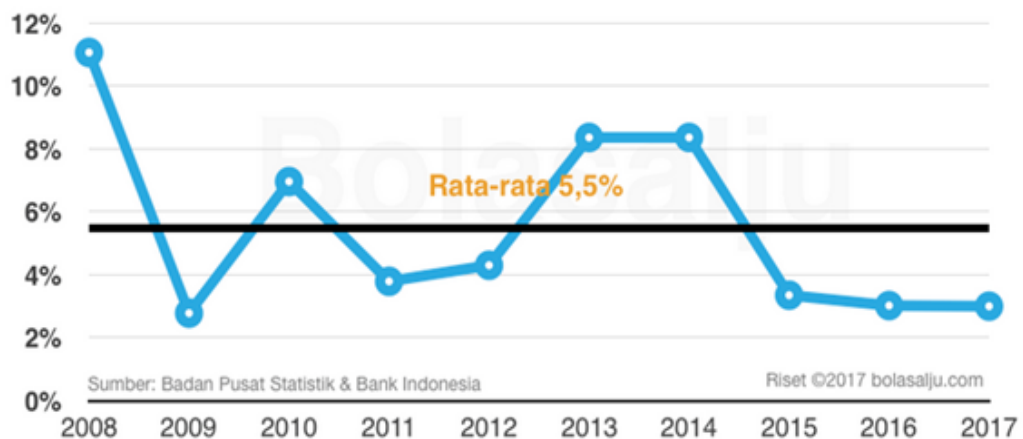
- Data pengantian HE (life time HE)
- Data biaya pengantian HE
- Data jam operasi unit
- Data harga jual/KWH
- Data *interest rate*
- Data inflasi
- KWH pemakaian pendiri (pompa *close loop*)
- Harga HE *close loop redesign*

Tabel 3.15 Daya pompa untuk system *close loop*

NO	Keterangan	Ref Power (kWh)
1	Circulating pump	75
2	Storage water pump	5.5

(PLTA Cirata.,2009)

Inflasi Tahunan Umum Indonesia 10 Tahun Terakhir (2008-2017)



Gambar 3.8 Histori inflasi 2008-2017 di indonesia (Badan Pusat Statistik & Bank Indonesia, 2017)

Tabel 3.16 Histori *interest rate* tahun 1997-2016 di indonesia

<b>NO</b>	<b>Tahun</b>	<b>Interest Rate</b>
1	Dec. 31, 2016	7.17%
2	Dec. 31, 2015	8.34%
3	Dec. 31, 2014	8.75%
4	Dec. 31, 2013	6.26%
5	Dec. 31, 2012	5.95%
6	Dec. 31, 2011	6.93%
7	Dec. 31, 2010	7.02%
8	Dec. 31, 2009	9.28%
9	Dec. 31, 2008	8.49%
10	Dec. 31, 2007	7.98%
11	Dec. 31, 2006	11.41%
12	Dec. 31, 2005	8.08%
13	Dec. 31, 2004	6.44%
14	Dec. 31, 2003	10.59%
15	Dec. 31, 2002	15.50%
16	Dec. 31, 2001	15.48%
17	Dec. 31, 2000	12.50%
18	Dec. 31, 1999	25.74%
19	Dec. 31, 1998	39.07%
20	Dec. 31, 1997	20.01%

(ycharts.com, 2017)

Tabel 3.17 Histori penggantian *air coler generator* PLTA Cirata

DATA PENGGANTIAN AIR COOLER GENERATOR															
UNIT	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015	2016	2017	2018	2019	2020	Life Time Rata Rata (Bulan)	Life Time Rata Rata (Tahun)
	NO														
1	6bh	1-Jan			5-Nov				1-Oct				1-Oct	51.74	4.31
	6bh	1-Jan			5-Nov				1-Oct				1-Oct	51.74	4.31
2	6bh		1-Dec				1-Jul			1-Jun				39.57	3.30
	6bh		1-Dec				1-Jul			1-Jun				39.57	3.30
3	6bh	1-Nov				1-Aug		13-Aug			1-Feb			37.54	3.13
	6bh	1-Nov				1-Aug					1-Feb			56.32	4.69
4	6bh				30-Apr		28-Feb			1-Jun				30.97	2.58
	6bh					1-Sep		29-Jan		1-Jun				22.82	1.90
5	6bh	1-Nov				31-Aug		21-May			28-Feb			37.84	3.15
	6bh	1-Nov				31-Aug		29-Jan			28-Feb			37.84	3.15
6	6bh	1-Jan		15-Aug			1-Mar		1-Dec					36.19	3.02
	6bh			15-Aug			1-Mar		1-Dec					32.25	2.69
7	6bh		1-Jan				1-Dec							59.83	4.99
	6bh		1-Jan				1-Dec							59.83	4.99
8	6bh	1-Feb		1-Jun		30-Sep						Jan-19		44.30	3.69
	6bh	1-Dec				30-Sep		1-Aug				Jan-19		40.92	3.41
RATA-RATA LIFE TIME AIR COOLER GENERATOR														3.43	

(PLTA CIRATA, 2018)



Tabel 3.18 Histori pengantian oil cooler turbin guide bearing PLTA Cirata

DATA PENGANTIAN OIL COOLER TURBIN BEARING													
UNIT	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015	2016	2017	2018	Life Time Rata Rata (Bulan)	Life Time Rata Rata (Tahun)
NO													
1		March-09				June-13		August-15				39.07	3.26
2								August-15					0.00
2		December-09		November-11				August-15				34.48	2.87
1								August-15					0.00
2				June-11		May-13		August-15				25.37	2.11
1		March-09				May-13		August-15				39.07	3.26
2								August-15					0.00
1			December-10					January-15				49.73	4.14
2		November-09					June-14				June-18	52.23	4.35
1	August-08						June-14				June-18	59.85	4.99
2					January-12					January-17		60.90	5.08
1	August-08						June-14				August-18	60.87	5.07
2	August-08			October-11					January-16			45.15	3.76
1				June-11					June-16			60.90	5.08
2				June-11				June-15				48.70	4.06
												48.03	4.00

(PLTA CIRATA, 2018)

Tabel 3.19 Histori data pengantian oil cooler generator thrust bearing PLTA Cirata

DATA PENGANTIAN OIL COOLER GENERATOR THRUST BEARING																						
UNIT	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015	2016	2017	2018	2019	2020	2021	2022	2023	2024	2025	2026	2027	Life Time Rata Rata (Bulan)	Life Time Rata Rata (Tahun)
1	1				9-Nov-12								1-Nov-20								97.13	8.09
	2				9-Nov-12								1-Nov-20									97.13
2	1	6-Oct-09						7-Aug-15							1-Aug-23						84.12	7.01
	2							7-Aug-15						1-Aug-23							97.20	8.10
3	1			6-Aug-10							1-Aug-18								1-Aug-26		97.32	8.11
	2	6-Oct-09									1-Aug-18								1-Aug-26		102.38	8.53
4	1	30-Sep-09							1-Sep-16								1-Sep-24				90.83	7.57
	2				23-Sep-11				1-Sep-16								1-Sep-24				78.78	6.57
5	1			10-Jun-10				5-Jun-15							1-Jun-23						78.98	6.58
	2			13-Jun-10				5-Jun-15							1-Jun-23						78.93	6.58
6	1			10-Jan-10							1-May-18								1-May-26		99.25	8.27
	2			10-Jan-10							1-May-18								1-May-26		99.25	8.27
7	1	26-Jul-09										1-Mar-19								1-Mar-27	107.12	8.93
	2											1-Mar-19								1-Mar-27	90.95	7.58
8	1																				78.98	6.58
	2								1-Jun-16								1-Jun-24				78.98	6.58
Life Time Rata-Rata																					91.08	7.59

(PLTA CIRATA, 2018)

Tabel 3.20 Histori jam operasi unit PLTA Cirata

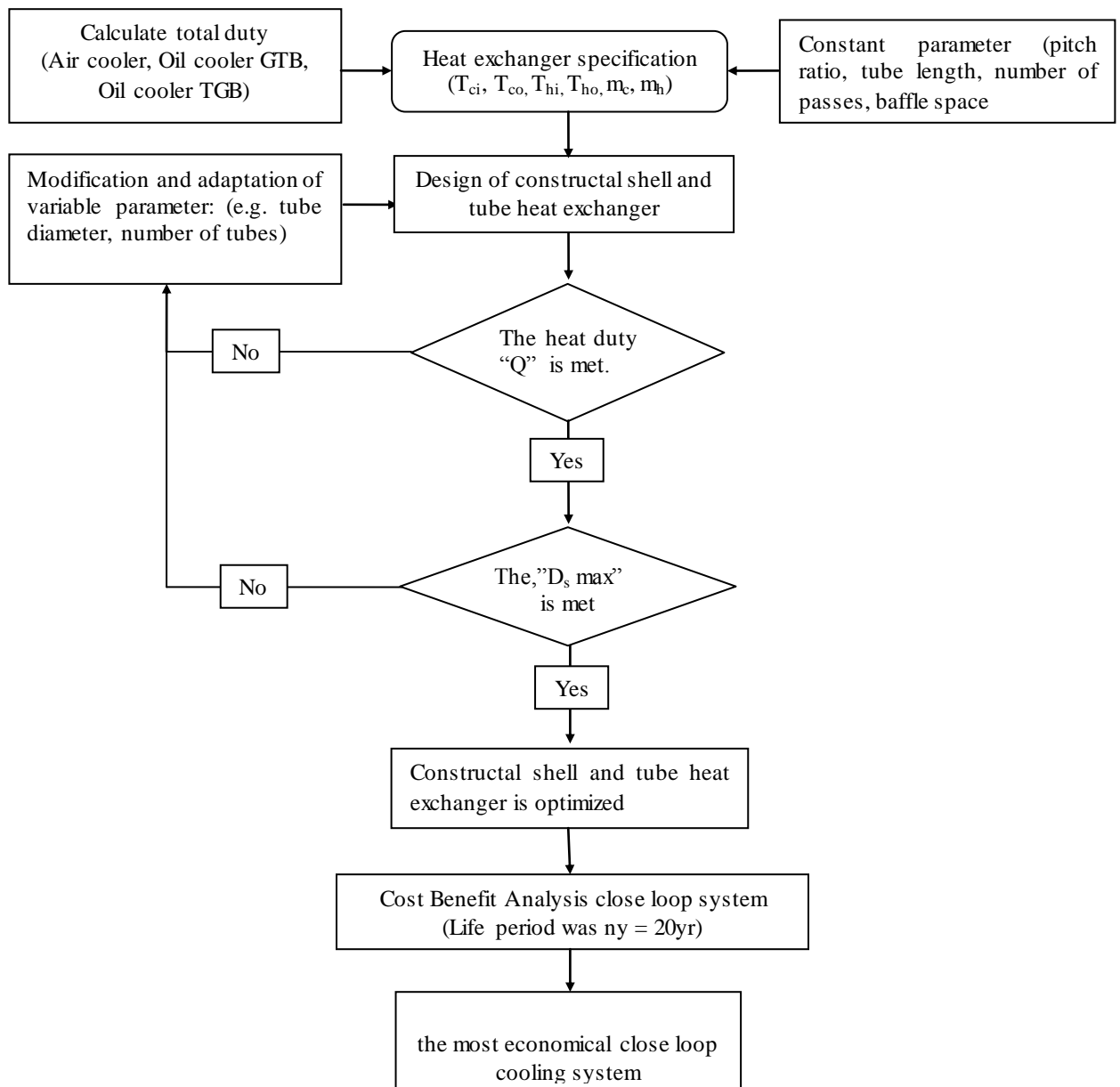
HISTORI JAM KERJA PER UNIT PLTA CIRATA									
TAHUN	UNIT 1	UNIT 2	UNIT 3	UNIT 4	UNIT 5	UNIT 6	UNIT 7	UNIT 8	TOTAL
1998	3,686.25	3,673.20	2,374.03	937.03	2,822.02	1,575.45	2,718.83	3,159.00	20,945.81
1999	1,186.55	2,152.58	1,934.23	1,688.29	2,419.62	2,302.92	2,183.34	2,394.00	16,261.53
2000	405.34	2,139.54	1,642.17	1,719.50	2,582.73	2,333.33	2,495.21	2,314.00	15,631.82
2001	1,548.87	1,703.93	1,164.71	2,437.30	3,240.20	3,637.23	3,450.86	3,483.00	20,686.10
2002	1,992.32	1,489.71	1,123.09	1,562.14	2,574.26	2,353.21	2,777.13	2,837.00	16,708.86
2003	1,781.58	1,863.09	0	1,618.07	1,951.43	1,566.89	1,777.59	2,059.00	12,617.65
2004	1,826.24	1,798.77	2,099.50	1,762.14	2,299.97	1,925.87	1,828.46	1,748.00	15,288.95
2005	2,441.23	2,358.70	2,268.35	2,329.49	2,806.37	2,591.38	2,311.40	1,646.00	18,752.92
2006	1,407.91	1,341.15	1,238.04	1,918.70	1,355.35	1,706.32	1,665.63	1,599.00	12,232.10
2007	2,197.79	1,853.28	1,041.67	1,919.31	1,414.40	1,869.67	1,955.80	2,137.00	14,388.92
2008	1,830.55	2,006.16	2,132.89	1,627.72	1,852.15	1,611.48	2,384.28	1,499.00	14,944.23
2009	1,074.05	2,180.81	2,130.00	2,877.90	2,256.73	994.19	1,788.03	2,586.00	15,887.71
2010	2,940.55	2,727.84	4,039.15	3,833.00	4,087.33	3,705.06	4,697.92	4,046.86	30,097.71
2011	807.79	1,591.23	2,047.08	1,633.90	2,267.15	1,746.41	1,453.81	1,748.57	13,315.94
2012	919.06	1,701.28	2,784.53	1,287.78	2,431.83	2,833.69	1,860.91	1,364.14	15,183.22
2013	1,099.52	1,838.56	3,644.02	4,034.31	2,565.56	2,650.13	2,933.17	2,839.68	21,604.95
2014	1,339.00	1,517.31	3,079.08	3,505.25	2,870.50	3,493.04	430.43	3,112.00	19,346.61
2015	1,374.37	2,246.18	1,784.36	2,746.03	1,537.99	2,451.01	865.4	2,083.17	15,088.51
2016	3,350.34	3,926.98	3,250.78	1,941.08	3,323.17	3,023.67	4,268.91	3,193.63	26,278.56
2017	1,834.81	2,502.30	2,419.44	2,322.70	1,844.63	2,827.00	4,121.19	1,792.66	19,664.73
Jam Operasi Rata-Rata Unit/Tahun									2,218.29

(PLTA CIRATA, 2018)

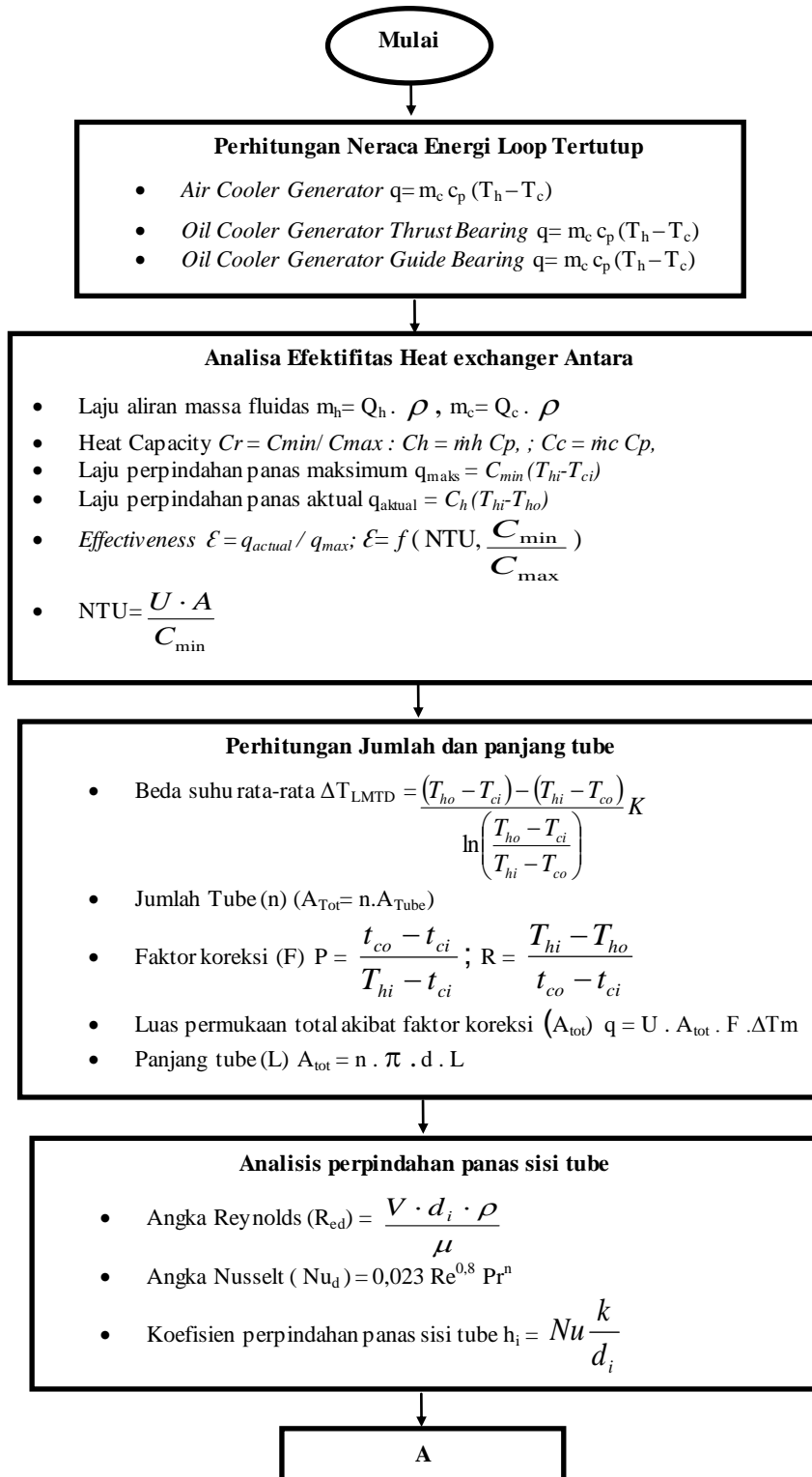
### 3.5 Sistematika Penelitian

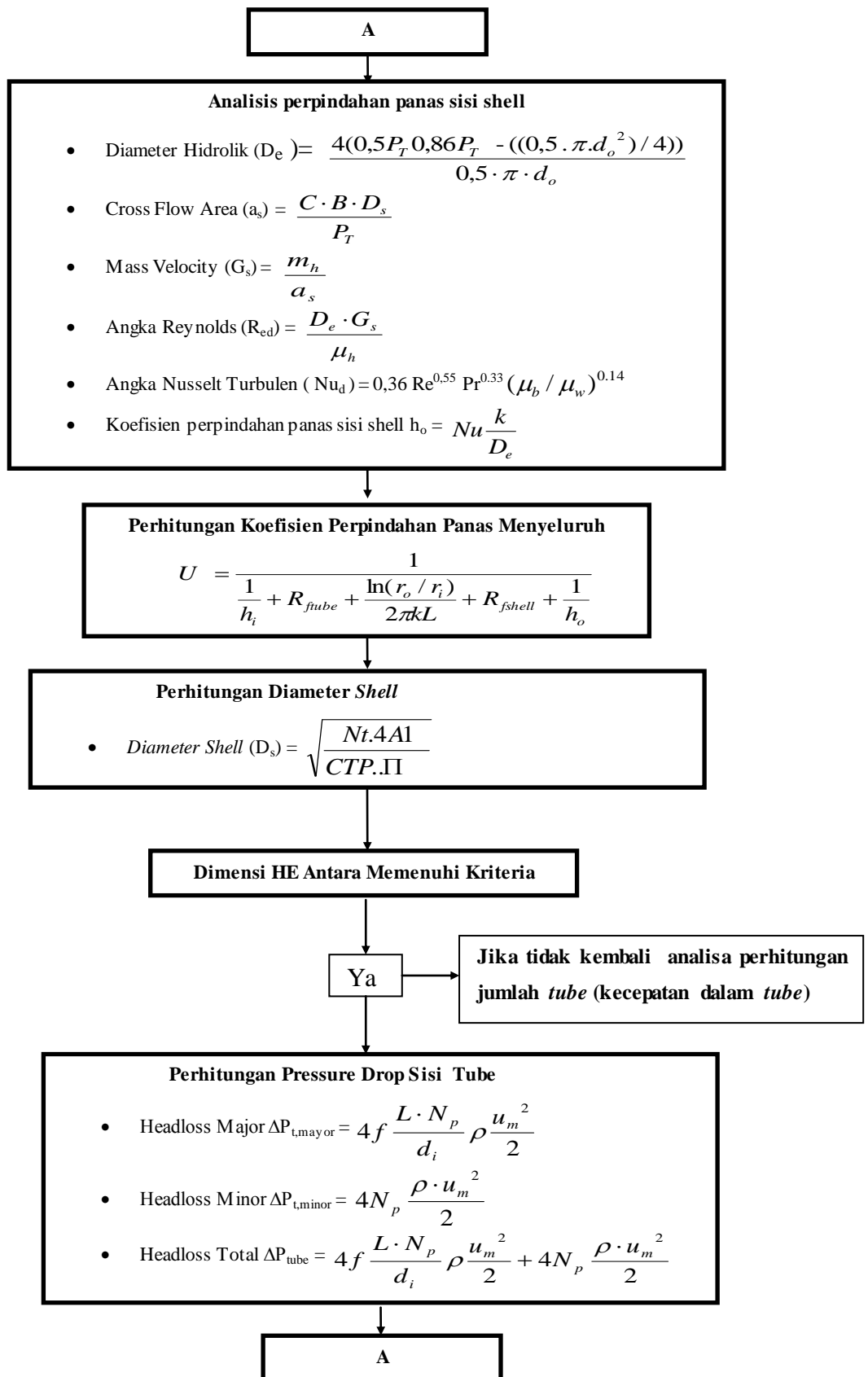
Sistematika penelitian digunakan untuk menggambarkan secara umum proses penelitian yang dilakukan, Berikut diagram alir penelitian yang dilakukan:

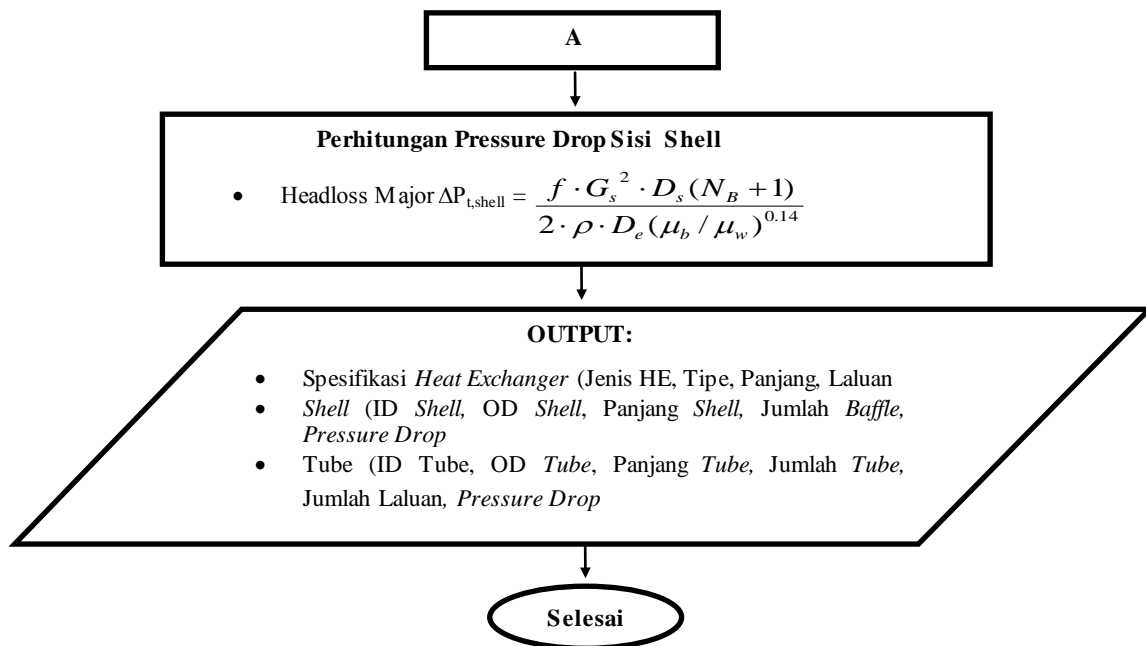
#### 3.5.1 Flowchart Penelitian



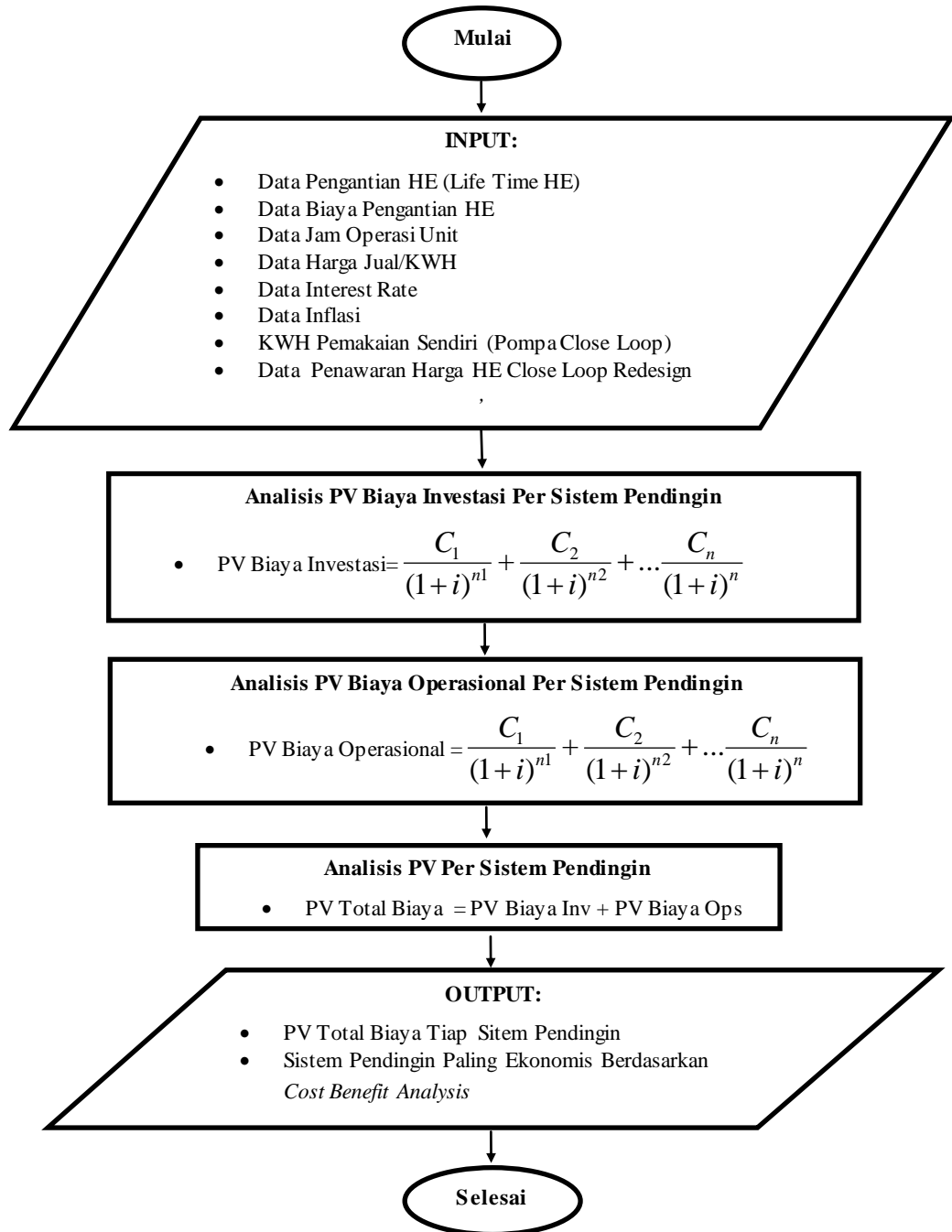
### 3.5.2 Flowchart Perancangan Heat Exchanger







### 3.5.3 Flowchart Cost Benefit Analysis Sistem Pendingin Open Loop dan Close Loop





Halaman ini sengaja dikosongkan

## BAB IV

### ANALISA DAN PEMBAHASAN

#### 4.1 Pemilihan *Heat Exchanger*

Perubahan sistem pendingin PLTA cirata dari sistem terbuka (*open loop*) menjadi sistem tertutup (*closed loop*) terdapat tambahan *heat exchanger* yang kita sebut dengan *heat exchanger* antara. *Heat exchanger* antara *existing* yang digunakan pada sistem *close loop* adalah tipe *shell & tube*, dimana dalam melakukan redesain *heat exchanger* antara tersebut mempunyai kriteria sebagai berikut:

1. Panjang *heat exchanger* pada sisi *Tube* maksimal 2,438m.
2. Diameter *heat exchanger* pada sisi *Shell* maksimal sebesar 1.15m
3. *Heat exchanger* yang dirancang harus mampu membuang kalor sesuai dengan beban pendinginan sistem yang lama (*open loop*) dan beban pendinginan apabila terjadi peningkatan kapasitas pembangkit (*up-rating*).
4. Memiliki kehandalan tinggi (ketahanan korosi tinggi).
5. Perawatannya mudah dan cepat (mudah dibongkar pasang untuk *maintenance*).

##### 4.1.1. Pemilihan Tipe *Shell and Tube*

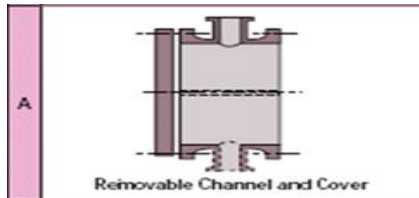
Standar yang digunakan dalam perancangan *heat exchanger* tipe *shell and tube* ini adalah standar TEMA (*Tubular Exchanger Manufacturer Association*). Standar TEMA berlaku pada *heat exchanger* yang mempunyai spesifikasi sbb:

1. Diameter dalam *shell* maksimum 100 inci (2540mm)
2. Tekanan desain pada *tube* maksimum 1000 psi (17,5 MPa)
3. Tekanan desain pada *shell* maksimum 3000 psi (20,684MPa)
4. Tebal maksimum *shell* adalah 3 inci (76mm)

Oleh karena *heat exchanger* antara untuk sistem *close loop* memenuhi spesifikasi diatas sehingga proses perancangan *heat exchanger shell and tube* tersebut menggunakan standart TEMA.

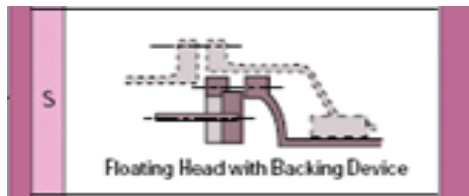
### A. Pemilihan tipe *shell*

- Penutup bagian depan (*front end*) menggunakan tipe A yang terpisah dari *tubesheet* agar proses pelepasan *tubesheet* lebih mudah.



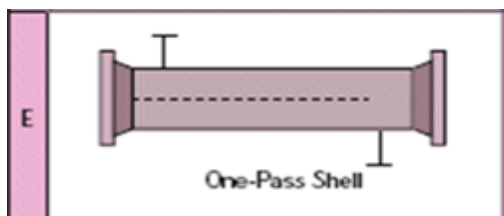
Gambar 4.1 *Front end* tipe A

- Penutup bagian belakang (*rear end*) menggunakan tipe S



Gambar 4.2 *Rear end* tipe S

- Rumah tube bundle (*shell*) menggunakan tipe E yang memiliki satu haluan, *shell* tipe E dipilih karena memiliki konstruksi paling sederhana sehingga memudahkan perawatan.



Gambar 4.3 *Shell* tipe E

Urutan penamaan tipe *shell and tube* berdasarkan standar TEMA adalah penutup bagian depan, kemudian tipe *shell* dan terakhir adalah penutup bagian belakang. Berdasarkan urutan penamaan tersebut, maka tipe *shell and tube* yang akan digunakan adalah tipe AES. Heat exchanger yang digunakan pada sistem *closed loop* di PLTA Cirata memiliki kondisi operasi yang tidak terlalu ekstrim, maka *heat exchanger* tersebut termasuk dalam *heat exchanger* kelas C berdasarkan standart TEMA. *Heat exchanger* kelas C adalah *heat exchanger* yang

tidak terdapat proses pembakaran didalamnya dan digunakan untuk aplikasi proses umum serta kondisi operasi yang moderat.

#### 4.1.2. Pemilihan Material dan Dimensi *Tube*

Perhitungan *heat exchanger shell and tube* memerlukan beberapa parameter yang harus ditentukan terlebih dahulu parameter tersebut adalah:

##### A. Material Pipa (*Tube*)

Pemilihan *tube* material yang digunakan harus mempunyai ketahanan korosi yang baik dan kekuatan material yang cukup tinggi untuk menahan beban pada saat *heat exchanger* beroperasi. Selain itu material material tersebut juga harus mengandung besi, sehingga meningkatkan ketahanan korosi terhadap efek kecepatan aliran yang disebut *impingement attack*. Material *tube* yang sesuai dengan karakteristik tersebut adalah Cu-Ni 10, selain itu mempunyai ketahanan korosi yang baik terhadap korosi *pitting* dan *crevice* yang sering terjadi pada pipa dengan kecepatan aliran yang rendah atau fluida diam. Hal ini sesuai dengan kondisi operasi PLTA cirata yang hanya dioperasikan pada waktu beban puncak, selain itu pola operasi juga dipengaruhi olah tinggi muka air waduk sehingga aliran dalam *heat exchanger* terhenti beberapa jam bahkan hari. Penggunaan material Cu-Ni 10 sesuai juga dengan kondisi existing *heat exchanger* antara pada system close loop dimana mempunya nilai konduktifitas thermal dan ketahanan korosi dan eroasi yang baik. Spesifikasi material ASTM C70600 dengan *konduktifitas thermal* 50,0 W/m.K dapat dilihat pada tabel dibawah ini:

Tabel 4.1 Spesifikasi material ASTM C70600

	ISO	BS	ASTM	DIN
	CuNi10FeMn	CN 102	C70600	CuNi10 Fe 2.0872
<i>Copper</i>				
<i>Min</i>				
<i>Max</i>	Rem	Rem	Rem	Rem
<i>Nickel</i>				
<i>Min</i>	9.0	10.0	9.0	9.0

<i>Max</i>	11.0	11.0	11.0	11.0
<i>Iron</i>				
<i>Min</i>	1.2	1.0	1.0	1.0
<i>Max</i>	2.0	2.0	1.8	1.8
<i>Manganese</i>				
<i>Min</i>	0.5	0.5	-	0.5
<i>Max</i>	1.0	1.0	1.0	1.0
<i>Tin</i>				
<i>Min</i>	-	-	-	-
<i>Max</i>	0.02	-	-	-
<i>Carbon</i>	0.05	0.05	0.05	0.05
<i>Lead</i>	0.03	0.01	0.02	0.03
<i>Phosphorus</i>	-	-	0.02	-
<i>Sulphur</i>	0.05	0.05	0.02	0.05
<i>Zinc</i>	0.5	0.5	0.5	0.5
<i>Total other impurities</i>	0.1	-	-	0.01
<i>Total impurities</i>	-	0.3	-	-

## B. Diameter, Tebal dan Susunan *Tube*

Penentuan dimensi *tube* mempertimbangkan kecepatan aliran didalam *tube*, dimensi ruangan yang tersedia, serta berdasarkan standar *tube* yang ada. Diameter luar *tube* ( $d_o$ ) dalam penelitian ini ditentukan berdasarkan standar TEMA,  $d_o$  dipilih dengan alternative 3/4", 5/8" dan 1/2" (BWG 18). Diameter *tube* yang besar akan mengakibatkan dimensi *heat exchanger* menjadi besar, diameter *tube* yang terlalu kecil memerlukan durasi waktu yang lama pada saat perawatan dan meningkatkan kemungkinan terjadinya getaran pada *tube*.

Susunan *tube* didalam *shell* dipilih mempunyai susunan segitiga (*triangular*) dengan sudut  $60^0$ , Susunan segitiga dipilih karena mempunyai efektifitas perpindahan kalor yang lebih baik dibandingkan segi empat (*square*).

### C. Panjang pipa Ditentukan Berdasarkan Standar TEMA

Nilai L (panjang *tube*) ditentukan sebesar 2,438 m, panjang *tube* sesuai dengan panjang *tube existing heat exchanger*. Besarnya dimensi *heat exchanger* ditentukan dengan mempertimbangkan ruangan yang tersedia dalam penempatan *heat exchanger*. Perbandingan volume *heat exchanger* hasil perhitungan dengan berbagai panjang *tube* adalah sebagai berikut:

Tabel 4.2 Perbandingan volume *heat exchanger*

Keterangan	Panjang Tube		
	96" (2,438 m)	120" (3,048 m)	144" (3,568 m)
Diameter dalam shell	1,15 m	1 m	0,9 m

Panjang *heat exchanger* yang paling kecil berdasarkan standart TEMA adalah *tube* dengan panjang 2,438m, dengan kondisi dilapangan ruangan yang tersedia maksimal menggunakan *heat exchanger* dengan panjang pipa 2,438m. Untuk panjang lebih dari 2,438m tidak memungkinkan dikarenakan tidak tersedia ruangan untuk melakukan perawatan pada *heat exchanger* tersebut dan terdapat *oil cooler* yang terletak saling berhadapan.

## 4.2. Analisis Efektifitas Heat Exchanger Antara Existing

### 4.2.1 Analisis Efektifitas Heat exchanger Antara Existing (Desain & Aktual)

Untuk menganalisa performansi dari *heat exchanger* pada kondisi awal (Desain) pada HE Antara *Existing* dilakukan dengan berapa tahapan sbb:

#### A. Analisa Laju Kapasitas Kalor (C)

1. Untuk perhitungan fluida dingin di sisi *Tube* pada data desain dapat ditentukan dengan persamaan 2.25 :

$$C_c = \dot{m}_c C_{pc}$$

$$\text{Laju Aliran Massa, } (\dot{m}_c) = 103,389 \text{ kg/s}$$

$$\text{Kalor Specific, } (C_p) = 4,1785 \text{ kJ/kg.K}$$

$$C_c = 103,389 \text{ kg/s} \cdot 4,1785 \text{ kJ/kg.K}$$

$$= 432,00 \text{ kW}^\circ\text{C} \rightarrow C_{\min}$$

2. Untuk perhitungan fluida panas di sisi *shell* dapat ditentukan dengan persamaan 2.24:

$$C_h = \dot{m}_h C_{ph}$$

Laju Aliran Massa, ( $\dot{m}_h$ ) = 115,623 kg/s

Kalor Specific, ( $C_h$ ) = 4,178 kJ/kg.K

$$C_h = 115,623 \text{ kg/s} \cdot 4,178 \text{ kJ/kg.K}$$

$$= 483,07 \text{ kW}^\circ\text{C} \rightarrow C_{\max}$$

## B. Analisa Laju Perpindahan Panas

1. Laju Perpindahan Panas Maksimum ( $q_{\max}$ ) dapat ditentukan dengan persamaan 2.27

$$q_{\max} = C_{\min} (T_{hi} - T_{ci})$$

$$= 432,00 \text{ kW}^\circ\text{C} (38,7^\circ\text{C} - 29,0^\circ\text{C})$$

$$= 4190,445 \text{ kW}$$

2. Laju Perpindahan Panas Aktual ( $q_{\text{aktual}}$ )

$$q_{\text{aktual}} = C_h (T_{hi} - T_{ho})$$

$$= 483,07 \text{ kW}^\circ\text{C} (38,7^\circ\text{C} - 36^\circ\text{C})$$

$$= 1296,3 \text{ kW}$$

## C. Analisa Efektifitas *Heat Exchanger* ( $\mathcal{E}$ )

Efektifitas desain *heat exchanger* didapat dengan membandingkan antara laju perpindahan kalor aktual dengan laju perpindahan kalor maksimum yang mungkin terjadi. Untuk nilai *Effectiveness* dapat ditentukan dengan persamaan 2.28

$$\text{Effectiveness } \mathcal{E} = q_{\text{aktual}} / q_{\max}$$

$$= 4190,445 \text{ kW} / 1296,3 \text{ kW}$$

$$= 0,31$$

Efektifitas desain *heat exchanger* antara existing didapat dengan metode NTU sesuai dengan persamaan 2.29 dan 2.30:

$$\mathcal{E} = f \left( \text{NTU}, \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \right)$$

NTU = *Number of Transfer Unit*

$$\text{NTU} = \frac{U \cdot A}{C_{\min}}$$

Perpindahan panas menyeluruh, U = 904,52 W/m<sup>2</sup> . C

Luas Permukaan Total, A = 230,38 m<sup>2</sup>

$$NTU = 0,482$$

Dari fungsi  $f(NTU, \frac{C_{min}}{C_{max}})$  diperoleh efektifitas *heat exchanger* antara sebesar  $\mathcal{E} = 0,31$

Dengan langkah yang sama dengan sebelumnya diperoleh nilai efektifitas *heat exchanger* antara kondisi aktual dan dapat dilihat pada tabel 4.3:

Tabel 4.3 Data perhitungan efektifitas *heat exchanger shell & tube* antara existing

Keterangan	Desain	Aktual
Laju kapasitas kalor sisi tube ( $C_c$ )	432,00	688,291
Laju kapasitas kalor sisi shell ( $C_h$ )	483,07	589,96
Laju perpindahan panas maksimum ( $q_{max}$ )	4190,45	5958,63
Laju perpindahan panas aktual ( $q_{aktual}$ )	1296,3	1238,92
Efektifitas <i>heat exchanger</i> ( $\mathcal{E}$ )	0,31	0,21
<i>Number of transfer unit</i> (NTU)	0,48	0,26
Perpindahan panas menyeluruh (U)	904,52	659,92
Efektifitas <i>heat exchanger</i> ( $\mathcal{E}$ ) $f(NTU, C_r)$	0,31	0,22

Berdasarkan hasil perhitungan koefisien perpindahan panas maksimal didapatkan total *duty* maksimal sebesar 1238,92 kW sehingga perlu dilakukan redesain ulang HE antara.

#### 4.3. Analisa Perancangan Alat *Heat Exchanger*

Redesain dalam perancangan *heat exchanger shell and tube* antara dilakukan melalui variasi diameter tube 3/4", 5/8" dan 1/2". Dengan batasan beberapa parameter harus sama dengan *existing* diantaranya panjang HE Antara, daya pompa (debit pompa), beban pendinginan, pitch susunan *tube* ( $1.43d_o$ ). Perancangan *heat exchanger shell and tube* antara memerlukan beberapa parameter yang harus dihitung dan melalui proses iterasi untuk mendapatkan nilai koefisien perpindahan kalor total U. Data yang digunakan pada perhitungan *heat exchanger* dapat dilihat pada tabel 4.4:



Tabel 4.4 Data perhitungan *heat exchanger shell & tube* redesain

<i>Shell &amp; Tube</i>	Sisi Panas	Sisi Dingin	Satuan
Keterangan	Air Olah	Air Draft Tube	Satuan
Debit Air Olah In (Q)	511.63	655,69	m <sup>3</sup> /H
Temperatur Air Olah : Tin	38,89	27,4	°C
Air Olah : Tout	34,1	31,12	°C
Beda Temperatur (ΔT)	4,79	3,72	°C
Temperatur Rata-rata	36,49	29,26	K
Massa Jenis (ρ)	993,31	997	kg/m <sup>3</sup>
Laju Aliran Massa (mc)	141,17	181,59	kg/s
Specific Heat (CP)	4,178	4,178	kJ/kg.K
Viskositas (μ)	0,000715	0,000842	N.s/m <sup>2</sup>
Beban Pendinginan (q)	2882,68	2882,68	kW

#### 4.3.1 Analisa Koefisien Perpindahan Kalor Menyeluruh

##### A. Koefisien Perpindahan Panas Pada Sisi Tube

###### *Angka Reynoldss (Reynolds Number)*

Besarnya angka *reynolds* untuk *tube* dengan diameter 5/8" dapat ditentukan dengan persamaan 2.3 :

$$Re_d = \frac{V \cdot d_i \cdot \rho}{\mu}$$

Kecepatan aliran rata-rata,  $v = 1,253$  m/s

Diameter dalam *tube*,  $d_i = 0,013385$  m

Diasumsikan air pada suhu 29,00° Celcius, maka dari Lampiran 1.1 (Tabel *Physical Properties of Water*) diambil :

Massa jenis air,  $\rho = 997$  kg/m<sup>3</sup>

Viskositas absolut,  $\mu = 0,000819$  N/m<sup>2</sup>.s

$$\rightarrow Re_d = 20243,63 \rightarrow \text{aliran turbulen}$$

Tabel 4.5 Data hasil perhitungan angka *reynolds* sisi *tube* pada redesain *heat exchanger* antara *close loop*

Keterangan	Tube 1/2 “	Tube 5/8 “	Tube 3/4 “
Diameter dalam tube (m)	0,010211	0,013385	0,016561
Kecepatan aliran rata-rata (m/s)	1,781	1,222	0,752
Angka <i>reynoldss</i> sisi <i>tube</i>	21354,89	19742,79	17211,10

### Angka Nusselt

Besarnya angka *nusselt* untuk *tube* dengan diameter 5/8” dapat ditentukan dengan persamaan 2.4 :

$$Nu_d = 0,023 Re^{0,8} Pr^n$$

Angka *reynolds*,  $Re_d = 19742,79$

Diasumsikan air pada suhu 29,00° Celcius, maka dari Lampiran 1.1 (*Tabel Physical Properties of Water*) diambil :

Bilangan *prandtl*,  $Pr = 5,61$

Untuk pendinginan,  $n = 0,3$

$$\rightarrow Nu_d = 105,39$$

Tabel 4.6 Data hasil perhitungan angka *nusselt* sisi *tube* pada redesain *heat exchanger* antara *close loop*

Keterangan	Tube 1/2 “	Tube 5/8 “	Tube 3/4 “
Diameter dalam <i>tube</i> (m)	0.010211	0.013385	0.016561
Bilangan <i>prandtl</i>	5,56	5,56	5,56
Angka <i>nusselt</i> sisi <i>tube</i>	114.72	105.39	94.43

### Koefisien Perpindahan Panas Konveksi

Besarnya koefisien perpindahan panas konveksi ( $h_i$ ) sisi *tube* untuk *tube* dengan diameter 5/8” dapat ditentukan dengan persamaan 2.7

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

Angka *nusselt*,  $Nu = 105,39$

Diasumsikan air pada suhu  $29,00^{\circ}$  Celcius, maka dari Lampiran 1.1 (*Tabel Physical Properties of Water*) diambil :

Koefisien perpindahan panas air,  $k = 0,615 \text{ W/m} \cdot ^{\circ}\text{C}$

Diameter dalam *tube*,  $d_i = 0,013385 \text{ m}$

$\rightarrow h_i = 4890,93 \text{ W/m}^2 \cdot \text{C}$

Tabel 4.7 Data hasil perhitungan koefisien perpindahan panas sisi *tube* pada redesain *heat exchanger* antara *close loop*

Keterangan	Tube 1/2"	Tube 5/8"	Tube 3/4"
Koefisien perpindahan panas air (W /m .K)	0,615	0,615	0,615
Koefisien perpindahan panas, $h_i$ (W /m .K)	6909,51	4842,43	3506,83

**B. Koefisien Perpindahan Panas Pada Sisi *Shell***

**Angka Reynolds (*Reynolds Number*)**

Besarnya angka *reynolds* dapat ditentukan dengan persamaan 2.8 :

$$Re_d = \frac{D_e \cdot G_s}{\mu_h}$$

$D_e$  = Diameter Hidrolik,

$G_s$  = Mass Velocity,

Besarnya diameter hidrolik untuk *tube* dengan diameter 5/8" dapat ditentukan dengan persamaan 2.9 sbb:

$$D_e = \frac{4(0,5P_T 0,86P_T - ((0,5 \cdot \pi \cdot d_o^2) / 4))}{0,5 \cdot \pi \cdot d_o}$$

Diameter luar *tube*,  $d_o = 0,015875 \text{ m}$

Pitch *tube*,  $P_T = (1,42 \cdot d_o) \rightarrow 0,022543 \text{ m}$

$\rightarrow D_e = 0,019194$

Besarnya *cross flow area* untuk *tube* dengan diameter 5/8” dapat ditentukan dengan persamaan 2.10:

$$a_s = \frac{C \cdot B \cdot D_s}{P_T}$$

Tube Clearance,  $C = P_T \cdot d_o \rightarrow 0,0067 \text{ m}$   
 Diameter Shell,  $D_s = 1,15 \text{ m}$   
 Baffle Spacing,  $B = 0,480 \text{ m}$   
 $\rightarrow a_s = 0,163268 \text{ m}^2$

Besarnya *mass velocity* untuk *tube* dengan diameter 5/8” dapat ditentukan dengan persamaan 2.11:

$$G_s = \frac{m_h}{a_s}$$

Laju aliran massa  $m_h = 141,17 \text{ Kg/s}$   
 $\rightarrow G_s = 864,68 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$

Diasumsikan air pada suhu 36,5° Celcius, maka dari Lampiran 1.1 (*Tabel Physical Properties of Water*) diambil :

Viskositas absolut,  $\mu_h = 0,000715 \text{ N/m}^2 \cdot \text{s}$

Besarnya angka *reynolds* sisi *shell* pada *tube* dengan diameter 5/8” berdasarkan perhitungan dengan persamaan 2.8 :

$$\rightarrow R_{ed} = 23211,84 \rightarrow \text{aliran turbulen}$$

Tabel 4.8 Data hasil perhitungan angka *reynolds* sisi *shell* pada redesain *heat exchanger* antara *close loop*

Keterangan	Tube 1/2 “	Tube 5/8 “	Tube 3/4 “
Diameter Luar Tube (m)	0,012700	0,015875	0,019050
Diameter Hidrolik (m)	0,015355	0,019194	0,023032
Cross Flow Area (m <sup>2</sup> )	0,141972	0,163268	0,188918
Mass Velocity (kg/m <sup>2</sup> .s)	994,39	864,68	747,28
Angka Reynolds	21354,89	23211,84	24072,34

### Angka Nusselt

Besarnya angka *nusselt* sisi *shell* untuk *tube* dengan diameter 5/8” dapat ditentukan dengan persamaan 2.12 :

$$Nu_d = 0,36 Re^{0,55} Pr^{0,33} (\mu_b / \mu_w)^{0,14}$$

Angka *reynolds*,  $Re_d = 23211,84$

Diasumsikan air pada suhu 36,5° Celcius, maka dari Lampiran 1.1 (Tabel *Physical Properties of Water*) diambil :

Bilangan *prandtl*,  $Pr = 4,78$

→  $Nu_d = 148,97$

Tabel 4.9 Data hasil perhitungan angka *nusselt* sisi *shell* pada redesain *heat exchanger* antara *close loop*

Keterangan	Tube 1/2 “	Tube 5/8 “	Tube 3/4 “
Bilangan <i>prandtl</i>	4,78	4,78	4,78
Angka <i>nusselt</i> sisi <i>shell</i>	142,29	148,97	151,98

### Koefisien Perpindahan Panas Konveksi

Besarnya koefisien perpindahan panas konveksi sisi *shell* ( $h_o$ ) untuk *tube* dengan diameter 5/8” dapat ditentukan dengan persamaan 2.13

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

Angka *nusselt*,  $Nu = 148,97$

Diasumsikan air pada suhu 36,5° Celcius, maka dari Lampiran 21 (Tabel *Physical Properties of Water*) diambil :

Koefisien perpindahan panas air,  $k = 0,624 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$

Diameter Hidrolik,  $D_e = 0,013517 \text{ m}$

→  $h_o = 5909,39 \text{ W/m}^2 \cdot \text{C}$

Tabel 4.10 Data hasil perhitungan koefisien perpindahan panas sisi *shell* pada redesain *heat exchanger* antara *close loop*

Keterangan	Tube 1/2 “	Tube 5/8 “	Tube 3/4 “
Koefisien perpindahan panas air, (W/m.K)	0,618	0,618	0,618
Koefisien perpindahan panas, $h_o$ (W/m .K)	5782,53	4843,11	4117,54

### C. Analisis Koefisien Perpindahan Panas Menyeluruh

Besarnya perpindahan panas menyeluruh untuk diameter *tube* 5/8” dapat ditentukan dengan persamaan 2.16 :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{\ln(r_o / r_i)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_o}}$$

Diameter dalam <i>tube</i> ,	$d_i$	= 0,013385 m
Diameter luar <i>tube</i> ,	$d_o$	= 0,015875 m
Koefisien perpindahan panas tube (CuNi10),	$k$	= 50,0W/m .°C
Panjang <i>tube</i> ,	$L$	= 2,438 m
Perpindahan panas $h_i$ ,	$h_i$	= 4842,43 W/m <sup>2</sup> .C
Perpindahan panas $h_o$ ,	$h_o$	= 4843,11 W/m <sup>2</sup> . C

$$\rightarrow U = 1572,69 \text{ W/m}^2 \cdot \text{C}$$

Tabel 4.11 Data hasil perhitungan koefisien perpindahan panas menyeluruh pada redesain *heat exchanger* antara *close loop*

Keterangan	Tube 1/2 “	Tube 5/8 “	Tube 3/4 “
Koefisien perpindahan panas tube (CuNi10), (W /m .K)	50.0	50.0	50.0
Koefisien perpindahan panas menyeluruh, U (W /m .K)	1659,45	1572,69	1406,62

### 4.3.2 Analisa Perhitungan Jumlah dan Panjang *Tube*

#### A. Perhitungan Beda Suhu Rata-rata Log (LMTD)

Besarnya beda suhu rata-rata dapat ditentukan dengan persamaan 2.17

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{ho} - T_{ci}) - (T_{hi} - T_{co})}{\ln\left(\frac{T_{ho} - T_{ci}}{T_{hi} - T_{co}}\right)} K$$

Temperatur air olah masuk	$T_{hi} = 38,88 \text{ }^\circ\text{C}$
Temperatur air olah keluar	$T_{ho} = 34,1 \text{ }^\circ\text{C}$
Temperatur air pendingin/ <i>draft tube</i> masuk	$T_{ci} = 27,4 \text{ }^\circ\text{C}$
Temperatur air pendingin/ <i>draft tube</i> Keluar	$T_{co} = 31,12 \text{ }^\circ\text{C}$

$$\rightarrow \Delta T_{LMTD} = 7,22 \text{ } ^\circ\text{C}$$

## B. Perhitungan jumlah tube

Perhitungan jumlah tube pada *heat exchanger shell and tube* memerlukan beberapa parameter yang harus dihitung terlebih dahulu, diantaranya:

### Luas aliran Total (A)

Besarnya luas aliran total dapat ditentukan dengan persamaan 2.2:

$$m_c = A \cdot v \cdot \rho$$

Diasumsikan air pada suhu  $29,00^\circ$  Celcius, maka dari Lampiran 21 (Tabel *Physical Properties of Water*) diambil :

$$\text{Kerapatan air, } \rho = 997,01 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{Laju aliran massa, } m_c = 181,586 \text{ kg/s}$$

$$\text{Kecepatan rata-rata air, } v = 1,222 \text{ m/s}$$

$$\rightarrow A = 0,1490 \text{ m}^2$$

### Luas Tube (A<sub>T</sub>)

Besarnya luas tube dapat ditentukan dengan persamaan:

$$A_T = \frac{1}{4} \pi d_i^2$$

$$\text{Diameter dalam tube, } d_i = 0,013385 \text{ m}$$

$$\rightarrow A_T = 0,000141 \text{ m}^2$$

### Jumlah Tube (n)

Besarnya jumlah tube dapat ditentukan dengan persamaan:

$$A = n \cdot A_T$$

$$\text{Luas aliran total, } A = 0,1490 \text{ m}^2$$

$$\text{Luas tube, } A_T = 0,000141 \text{ m}^2$$

$$\rightarrow n = 1060$$

Tabel 4.12 Data hasil perhitungan jumlah tube pada redesain *heat exchanger* antara *close loop*

Keterangan	Tube 1/2 “	Tube 5/8 “	Tube 3/4 “
Kecepatan rata-rata air sisi tube, v (m/s)	1,781	1,222	0,752
Luas aliran total, A (m <sup>2</sup> )	0,102263	0,149043	0,211534
Luas tube, A (m <sup>2</sup> )	0.000082	0.000141	0.000215
Jumlah Tube	2498.86	2119.51	1965.02

### Perhitungan Faktor Koreksi (F)

Besarnya faktor koreksi dapat ditentukan dengan perhitungan P dan R menggunakan persamaan 2.18:

$$P = \frac{t_{co} - t_{ci}}{T_{hi} - t_{ci}}$$
$$R = \frac{T_{hi} - T_{ho}}{t_{co} - t_{ci}}$$

Temperatur air <i>draft tube</i> masuk,	$t_{ci}$	= 27,4 °C
Temperatur air <i>draft tube</i> keluar,	$t_{co}$	= 31,12 °C
Temperatur air olah masuk,	$T_{hi}$	= 34,1 °C
Temperatur air olah keluar,	$T_{ho}$	= 38,88 °C

$$\rightarrow P = 0,324$$

$$\rightarrow R = 1,286$$

Jadi faktor koreksi berdasarkan gambar 2.17 yaitu Gambar faktor koreksi untuk *heat exchanger* dengan satu lintas – selongsong dan dua , empat atau masing masing kelipatan dari lintas tabung adalah  $F = 0,97$

### Luas Permukaan Total Akibat Faktor Koreksi ( $A_{tot}$ )

Besarnya luas permukaan total akibat faktor koreksi dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan 2.19:

$$q = U \cdot A_{tot} \cdot F \cdot \Delta T_m$$

Beban energi yang diserap air,	$q$	= 28822,68W
--------------------------------	-----	-------------

Perpindahan kalor menyeluruh,	$U$	= 1572,69 W/m <sup>2</sup> . C
-------------------------------	-----	--------------------------------

Faktor koreksi,	$F$	= 0,97
-----------------	-----	--------

Beda suhu rata-rata log,	$\Delta T_m$	= 7,22 °C
--------------------------	--------------	-----------

*Safety factor* dalam redesain alat *heat exchanger* antara ditentukan sebesar 15% dari luas total permukaan perpindahan panas

$$\rightarrow A_{tot} = 257,61 \text{ m}^2$$

### Panjang Tube ( $L_t$ )

Besarnya luas permukaan total akibat faktor koreksi dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan sbb:



$$A_{\text{tot}} = n \cdot \pi d L$$

Jumlah *tube*,  $n = 1060$   
Diameter luar *tube*,  $d_o = 0,015875 \text{ m}$   
Luas permukaan total,  $A_{\text{tot}} = 257,61 \text{ m}^2$   
 $\rightarrow L = 4,876 \text{ m}$

Dikarnakan panjang *tube* harus sama dengan existing (2,438) maka panjang aktual *tube* dapat ditentukan dengan persamaan berikut:

$$A_{\text{tot}} = 2n \cdot \pi d L$$

$$\rightarrow L = 2,438 \text{ m}$$

Tabel 4.13 Data hasil perhitungan total jumlah *tube* pada redesain *heat exchanger* antara *close loop*

Keterangan	Tube 1/2 “	Tube 5/8 “	Tube 3/4 “
Faktor koreksi, F	0,97	0,97	0,97
Luas permukaan total, $A_{\text{Tot}} (\text{m}^2)$	242.89	257.61	286.54
Panjang <i>tube</i> , L (m)	2,438	2,438	2,438
Jumlah <i>tube</i>	2498.86	2119.51	1965.02

### 4.3.3 Analisa Perhitungan Pressure Drop

*Pressure drop* yang terjadi didalam *tube* dan sisi *shell* dapat dihitung sesuai dengan persamaan 4.22 dan 4.23:

$$\Delta P_{\text{tube}} = 4f \frac{L \cdot N_p}{d_i} \rho \frac{u_m^2}{2} + 4N_p \frac{\rho \cdot u_m^2}{2}$$

*Friction factor*,  $f = ((1,58 \text{ Re}_d) - 3,28)^{-2}$

$$\text{Headloss Major } \Delta P_{\text{t,mayor}} = \frac{f \cdot G_s^2 \cdot D_s (N_B + 1)}{2 \cdot \rho \cdot D_e (\mu_b / \mu_w)^{0.14}}$$

*Friction factor*,  $f = \exp(0,576 - 0,19 \ln \text{Re}_d)$

Tabel 4.14 Data hasil perhitungan *pressure drop* sisi *shell* dan sisi *tube* pada redesain *heat exchanger* antara *close loop*

Keterangan	Tube 1/2 “	Tube 5/8 “	Tube 3/4 “
Pressure drop sisi <i>tube</i> , $\Delta P_{\text{tube}}$ (kg/cm <sup>2</sup> )	0.126	0.060	0.030
Pressure drop sisi <i>shell</i> , $\Delta P_{\text{t,mayor}}$ (kg/cm <sup>2</sup> )	0.441	0.302	0.216

#### 4.3.4 Analisa Diameter *Shell*

Susunan tube didalam *shell* dipilih mempunyai susunan segitiga (*triangular*) dengan sudut 60°. Susunan segitiga dipilih karena mempunyai efektifitas perpindahan kalor yang lebih baik dibandingkan segi empat (*square*). Untuk memferifikasi banyaknya jumlah *tube* hasil perhitungan mampu ditampung dalam diameter *shell heat exchanger* exsisting, dapat ditentukan dengan persamaan 2.31:

$$D_s = \sqrt{\frac{N_t \cdot 4A_1}{CTP \cdot \Pi}}$$

Jumlah *tube*,  $N_t = 2107$

CTP = 0,9 (*Two Tube Passes*)

CL = 0,87 (*for 30° and 60°*)

$P_t = 0,022543$

$$A_1 = CL \cdot P_t^2 \rightarrow A_1 = 0,000442$$

$$\rightarrow D_s = 1,15\text{m}$$

Tabel 4.15 Data hasil perhitungan diameter *shell* pada redesain *heat exchanger* antara *close loop*

Keterangan	Tube 1/2 “	Tube 5/8 “	Tube 3/4 “
Diameter <i>shell</i> , $D_s$ (m)	1,00	1,15	1,33

Berdasarkan hasil perhitungan diatas didapatkan bahwa diameter *shell* yang memenuhi parameter yang telah ditetapkan diantaranya *duty* dan panjang tube serta batasan maksimal diameter *shell* yang diijinkan (max 1,15m) adalah redesain *heat exchanger* dengan menggunakan diameter *tube* 1/2” dan 5/8”. Pada *tube* dengan diameter 3/4” tidak dapat digunakan dikarenakan diameter *shell* melebihi dimensi ruangan untuk penempatan *heat exchanger* antara.

#### 4.3.5 Analisa Efektifitas *Heat exchanger* Antara Redesain

Untuk menganalisa performansi dari *heat exchanger* antara hasil redesain pada sistem *close loop* dilakukan dengan metode yang sama sesuai analisa efektifitas *heat exchanger* antara *existing* sebelumnya dengan hasil sebagai berikut:

Tabel 4.16 Data hasil analisis efektifitas *heat exchanger* antara redesain pada sistem *close loop*

Keterangan	Tube 1/2 “	Tube 5/8 “	Tube 3/4 “
Laju kapasitas kalor sisi <i>tube</i> ( $C_c$ )	758,85	758,85	758,85
Laju kapasitas kalor sisi <i>shell</i> ( $C_h$ )	589,82	589,82	589,82
Laju perpindahan panas maksimum ( $q_{max}$ )	6775,66	6774,36	6774,67
Laju perpindahan panas aktual ( $q_{aktual}$ )	2822,68	2822,68	2822,68
Efektifitas <i>heat exchanger</i> ( $\mathcal{E}$ )	0,42	0,42	0,42
<i>Number of transfer unit</i> (NTU)	0,687	0,687	0,687
Perpindahan panas menyeluruh (U)	1659,45	1572,69	1406,62
Total luas permukaan perpindahan panas ( $A_{tot}$ )	242,89	257,61	286,54
Efektifitas <i>heat exchanger</i> ( $\mathcal{E}$ ) $f(NTU, C_r)$	0,42	0,42	0,42

#### 4.3.6 Resume *Thermal Modeling*

Berdasarkan hasil perhitungan beban total pendinginan pada generator dan bearing di bab sebelumnya digunakan dalam inputan permodelan dalam redesain HE *shell and tube* antara pada sistem *close loop* diantaranya sbb.

Hasil *thermal modeling* redesain *heat exchanger* dengan variasi diameter dan batasan dimensi dan debit fluida yang telah ditentukan. Diperoleh hasil spesifikasi HE yang mampu mendinginkan total beban pendinginan dan batasan dimensi (panjang *tube* max 2.438m, ID diameter shell max 1.15m) adalah HE dengan tube 1/2” dan 5/8”. Selanjutnya dengan mempertimbangkan durasi waktu ketidaksiapan unit untuk kegiatan *cleaning fouling* pada *tube* maka *heat exchanger* dengan tube 5/8” lebih tepat untuk kondisi sistem pendingin di cirata.

Tabel 4.17 Perbandingan *thermal performance* pada hasil *redesain*

<b>Paramter Heat Transfer</b>	<b>Tube 1/2"</b>	<b>Tube 5/8"</b>	<b>Tube 3/4"</b>
Diameter Dalam <i>Tube</i> (m)	0,010211	0,013385	0,016561
Diameter Luar <i>Tube</i> (m)	0,012700	0,015875	0,019050
Konduktivitas Thermal CuNi 10	50,00	50,00	50,00
Panjang <i>Tube</i> (m)	2,438	2,438	2,438
Kecepatan Sisi <i>Tube</i> (m/s)	1,781	1,222	0,752
Angka <i>Reynolds</i> Sisi <i>Tube</i>	21354,89	19742,79	17211,10
Angka <i>Nuselt</i> Sisi <i>Tube</i>	114,72	105,39	94,43
Koefisien Perpindahan Panas Sisi <i>Tube</i> (W /m .K)	6909,51	4842,43	3506,83
Angka <i>Reynolds</i> Sisi <i>Shell</i>	21354,89	23211,84	24072,34
Angka <i>Nuselt</i> Sisi <i>Shell</i>	142,29	148,97	151,98
Koefisien Perpindahan Panas Sisi <i>Shell</i> (W /m .K)	5782,53	4843,11	4117,54
Koefisien Perpindahan Panas Menyeluruh(W /m .K)	1659,45	1572,69	1406,62
Beda Suhu Rata -Rata $\Delta T_{LMTD}$ (K)	7,22	7,22	7,22
Jumlah <i>Tube</i>	2498,86	2119,51	1965,02
Faktor Koreksi	0,97	0,97	0,97
Luas Permukaan Perpindahan Panas	242,89	257,61	286,54
Diameter Dalam <i>Shell</i> (m)	1,00	1,15	1,33
Jarak antar <i>Baffle</i> (m)	0,480	0,480	0,480
Jumlah <i>Baffle</i>	4,0	4,0	4,0
Diameter <i>Shell</i> (m)	1,00	1,15	1,33
Penurunan Tekanan Sisi <i>Tube</i> (kg/cm <sup>2</sup> )	0,126	0,060	0,030
Penurunan Tekanan Sisi <i>Shell</i> (kg/cm <sup>2</sup> )	0,441	0,302	0,216
Laju Kapasitas Kalor <i>Cmin</i>	589,92	589,80	589,83
Laju Kapasitas Kalor <i>Cmax</i>	758,85	758,85	758,84
<i>Heat Capacity</i>	0,78	0,78	0,78
Laju Perpindahan Panas Maksimum ( <i>qmax</i> )	6775,66	6774,36	6774,67
Laju Perpindahan Panas Aktual ( <i>qaktual</i> )	2822,68	2822,68	2822,68
Efektifitas Alat Heat exchanger	0,42	0,42	0,42
<i>Number of Transfer Unit</i> ( <i>NTU</i> )	0,68	0,69	0,68
Efektifitas alat heat exchanger $F(NTU; C_{min}/C_{max})$	0,42	0,42	0,42

Tabel 4.18 Perbandingan antara desain *existing* dengan *new desain*

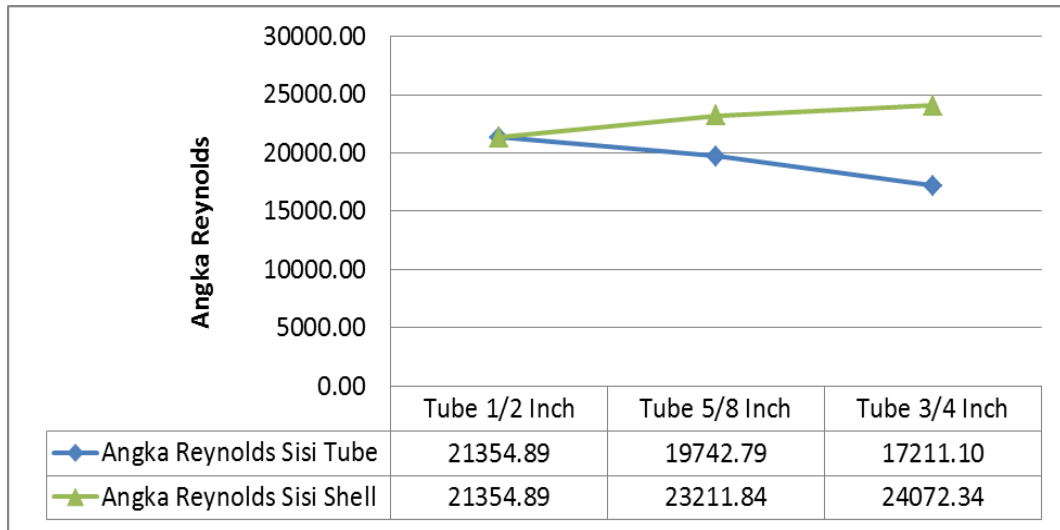
Keterangan	Desain Existing				New Desain			
	Air olah		Air draft tube		Air olah		Air draft tube	
Laju aliran masa (kg/hr)	416242		372195		508207		372195 653719	
Temperature (°C)	38,7	36	29	32	38,89	34,1	27,4	31,12
Q (kW)	1296,3				2822,68			
LMTD (K)	6,84				7,22			
Q/ΔT (W/K)	189.523				390.953			
Luas permukaan luar pipa, A (m <sup>2</sup> )	230,38				257,61			
Material pipa	Cu-Ni 10 (ASTM C70600)				Cu-Ni 10 (ASTM C70600)			
Diameter luar pipa, Do (mm)	0,015875				0,015875			
Diameter dalam, Di (mm)	0,013858				0,013858			
Panjang pipa, L (m)	2.438				2.438			
Kecepatan fluida dlm pipa, V (m/s)	0,779				1,222			
Jarak antar center pipa, P <sub>T</sub> (mm)	0,022875				0,022543			
Jumlah pipa	1968				2120			
Diameter dalam <i>shell</i> , Ds (m)	1,150				1,150			
Jarak antar <i>baffle</i> , B (m)	0,48				0,48			
Jumlah <i>baffle</i> (buah)	4				4			
U (W/m <sup>2</sup> .K)	904,52				1572,69			

Hasil menunjukkan dengan memanfaatkan kemampuan seluruh debit air pompa pendingin, meningkatkan luas permukaan perpindahan panas melalui penambahan jumlah *tube* dan penurunan *pitch ratio* dapat meningkatkan *duty* HE antara. Dengan kenaikan *duty* tersebut sistem *close loop* dapat digunakan untuk melayani seluruh beban pendinginan generator dan bearing.

#### 4.3.7 Analisa Hasil Perhitungan Redesain *Heat Exchanger* Antara

Metode optimasi sistem pendingin *close loop* dilakukan dengan redesain HE antara melalui variasi diameter tube 3/4", 5/8" dan 1/2". Dengan dibatasi beberapa parameter harus sama dengan kondisi *existing* diantaranya panjang HE Antara, diameter *shell* maksimal, daya pompa (debit pompa), *pitch* susunan tube dan beban pendinginan harus menyesuaikan data *commisioning* dan operasi terkini diperoleh hasil sebagai berikut.

### A. Analisis Angka Reynolds VS Diameter Tube

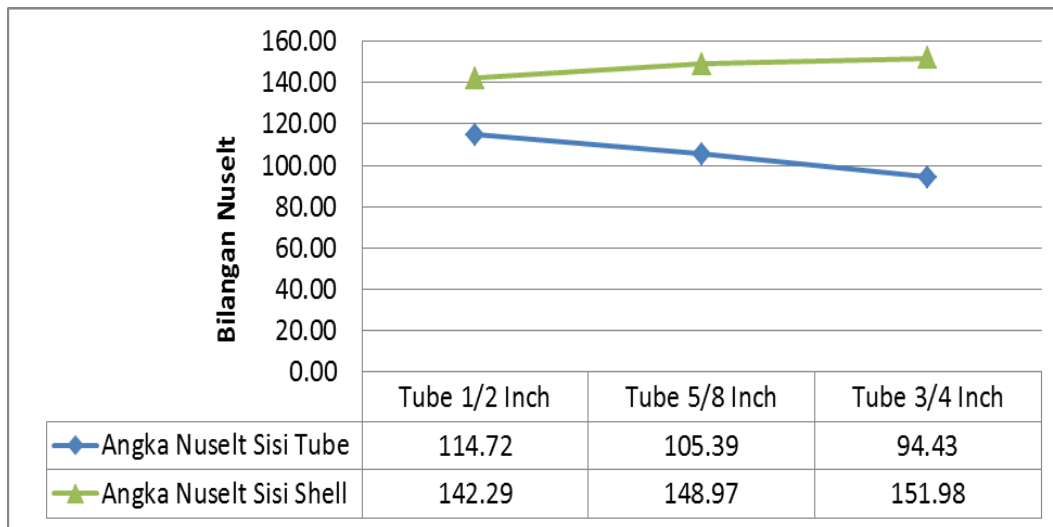


Gambar 4.4 Hubungan angka *reynolds* dengan diameter *tube* pada *heat exchanger shell and tube*

Berdasarkan grafik hubungan antara variasi diameter *tube* dan angka *reynolds* dalam perancangan *heat exchanger* didapatkan hasil sbb:

1. Semakin kecil diameter *tube* maka semakin besar angka *reynolds* pada sisi *tube*, kondisi ini diakibatkan karena meningkatnya kecepatan aliran dalam *tube* akibat menurunnya diameter *tube* yang digunakan. Besarnya peningkatan angka *reynolds* untuk penurunan diameter *tube* dari 3/4” ke 5/8” sebesar 12,8% dan peningkatan angka *reynolds* untuk penurunan diameter *tube* dari 5/8” ke 1/2” sebesar 7,6%.
2. Dengan panjang *tube* sama, maka semakin kecil diameter *tube* semakin kecil angka *reynolds* pada sisi *shell*. Kondisi ini diakibatkan menurunnya nilai diameter hidrolis akibat semakin kecil diameter *tube* yang digunakan,. Besarnya penurunan angka *reynolds* untuk penurunan diameter *tube* dari 3/4” ke 5/8” sebesar 20% dan penurunan angka *reynolds* untuk penurunan diameter *tube* dari 5/8” ke 1/2” sebesar 25%.

## B. Analisis Angka Nusselt VS Diameter Tube

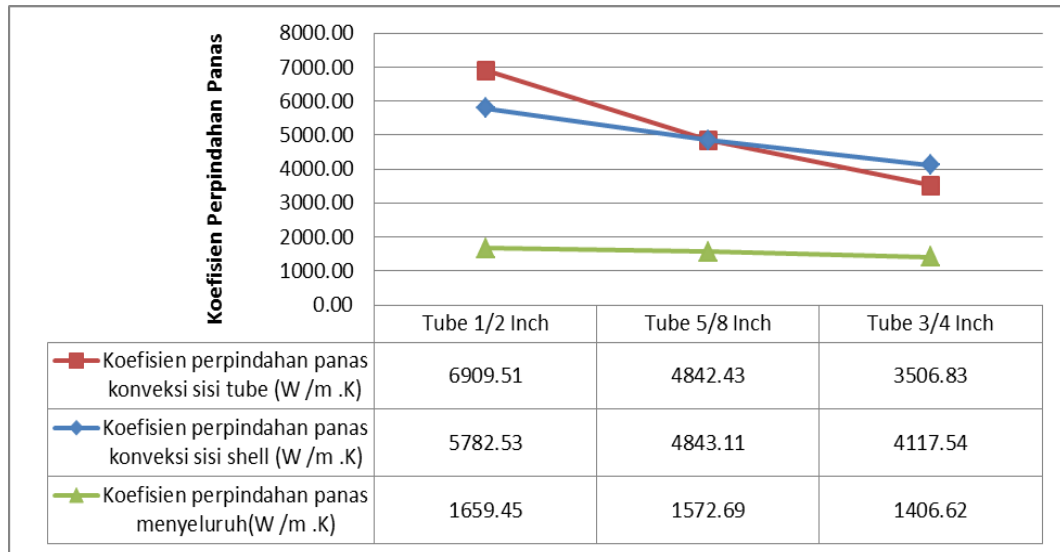


Gambar 4.5 Hubungan angka *nusselt* vs diameter *tube* pada *heat exchanger shell and tube*

Berdasarkan grafik hubungan antara variasi diameter *tube* dan angka *nusselt* dalam perancangan *heat exchanger* didapatkan hasil sbb:

1. Semakin kecil diameter *tube* maka semakin besar angka *nusselt* pada sisi *tube*, kondisi ini diakibatkan karena meningkatnya angka *reynolds* akibat menurunnya diameter *tube* yang digunakan. Besarnya peningkatan angka *reynolds* untuk penurunan diameter *tube* dari 3/4" ke 5/8" sebesar 10,4% dan untuk diameter *tube* dari 5/8" ke 1/2" sebesar 8,2%.
2. Dengan batasan panjang *tube* yang sama, maka semakin kecil diameter *tube* semakin kecil angka *nusselt* pada sisi *shell*. Kondisi ini disebabkan oleh menurunnya angka *reynolds* seiring menurunnya diameter hidrolis akibat semakin kecil diameter *tube* yang digunakan. Besarnya penurunan angka *nusselt* untuk penurunan diameter *tube* dari 3/4" ke 5/8" sebesar 2,% dan untuk diameter *tube* dari 5/8" ke 1/2" sebesar 4,7%.

### C. Analisis Koefisien Perpindahan Panas VS Diameter Tube



Gambar 4.6 Hubungan koefisien perpindahan panas vs diameter tube pada heat exchanger shell and tube

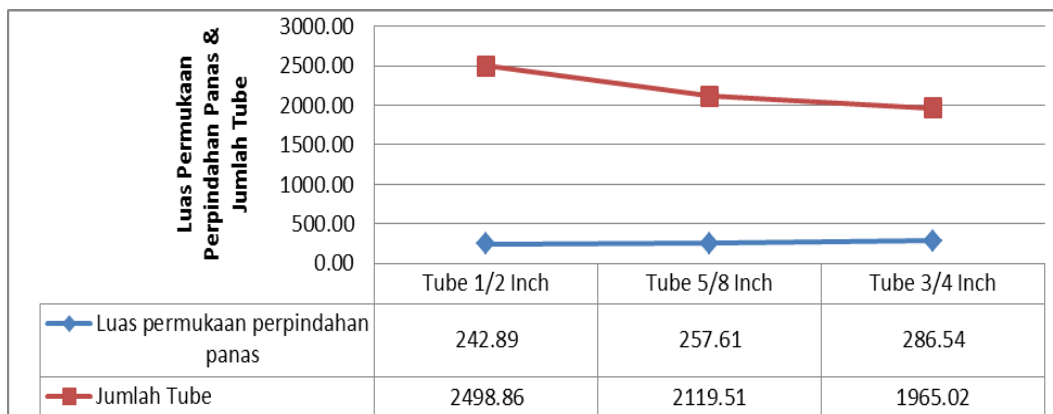
Berdasarkan grafik hubungan antara variasi diameter tube dan koefisien perpindahan panas dalam perancangan heat exchanger didapatkan hasil sebagai berikut:

1. Semakin kecil diameter tube maka semakin besar koefisien perpindahan panas konveksi pada sisi tube, kondisi ini diakibatkan karena meningkatnya angka *nusselt* akibat menurunnya diameter tube yang digunakan. Besarnya peningkatan koefisien perpindahan panas konveksi untuk penurunan diameter tube dari 3/4” ke 5/8” sebesar 27,6% dan untuk diameter 5/8” ke 1/2” sebesar 30%.
2. Semakin kecil diameter tube semakin besar nilai koefisien perpindahan panas konveksi pada sisi shell. Kondisi ini diakibatkan menurunnya diameter hidrolik akibat semakin kecil diameter tube yang digunakan meskipun angka *nusselt* mengalami penurunan. Dimana presentase menurunnya diameter hidrolik lebih besar dibandingkan dengan presentase kenaikan penurunan angka *nusselt* adalah faktor penyebab koefisien perpindahan panas konveksi meningkat seiring dengan penurunan diameter tube. Besarnya peningkatan koefisien perpindahan panas konveksi untuk penurunan diameter tube dari 3/4” ke 5/8” sebesar 15% dan untuk diameter tube dari 5/8” ke 1/2” sebesar 16,3%.



3. Semakin kecil diameter *tube* maka semakin besar koefisien perpindahan panas menyeluruh pada *heat exchanger*. Kondisi ini diakibatkan meningkatnya koefisien perpindahan panas konveksi dan konduksi akibat menurunnya diameter *tube* yang digunakan. Besarnya peningkatan koefisien perpindahan panas menyeluruh untuk penurunan diameter *tube* dari 3/4” ke 5/8” sebesar 10,6% dan untuk diameter *tube* dari 5/8” ke 1/2” sebesar 5,3%.

**D. Analisis Luas Perpindahan Panas, Jumlah Tube VS Diameter Tube**

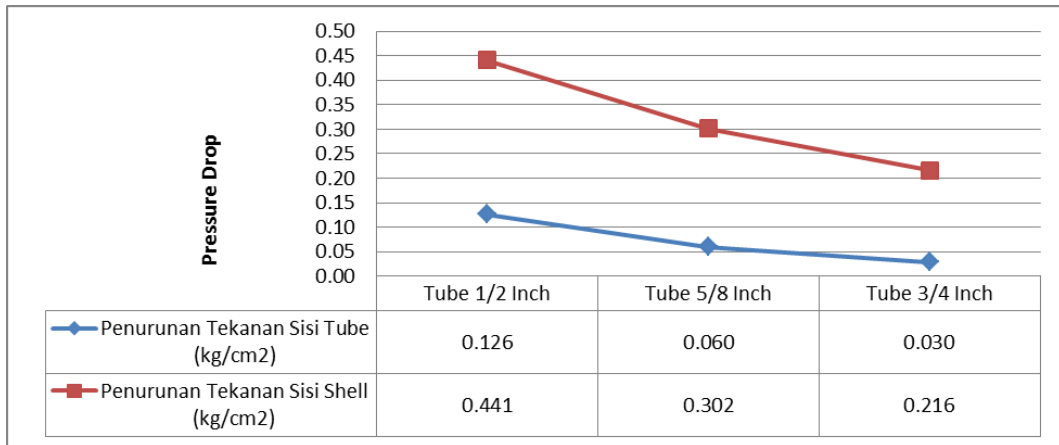


Gambar 4.7 Hubungan luas perpindahan panas, jumlah tube vs diameter *tube* pada *heat exchanger shell and tube*

Berdasarkan gambar hubungan antara variasi diameter *tube* dan luas perpindahan panas, jumlah *tube* dalam perancangan *heat exchanger* didapatkan hasil sbb:

1. Semakin kecil diameter *tube* maka semakin banyak jumlah tube yang diperlukan akibat menurunnya nilai koefisien perpindahan panas alat *heat exchanger*. Besarnya kenaikan jumlah tube untuk penurunan diameter *tube* dari 3/4” ke 5/8” sebesar 7,86% dan kenaikan jumlah tube untuk penurunan diameter *tube* dari 5/8” ke 1/2” sebesar 17,89%.
2. Semakin kecil diameter *tube* maka semakin kecil luas permukaan perpindahan panas menyeluruh pada *heat exchanger*. Kondisi ini disebabkan oleh meningkatnya nilai koefisien perpindahan panas alat penukar seiring dengan penurunan diameter *tube* yang digunakan. Besarnya penurunan luas area permukaan perpindahan panas untuk penurunan diameter *tube* dari 3/4” ke 5/8” sebesar 11,23% dan untuk diameter *tube* dari 5/8” ke 1/2” sebesar 6,1%.

### E. Analisis *Pressure Drop* VS Diameter *Tube*




Gambar 4.8 Hubungan *pressure drop* VS diameter *tube* pada penukar klor *shell and tube*

1. Semakin kecil diameter *tube* maka semakin besar *pressure drop* pada sisi *tube* dan sisi *shell* akibat dari meningkatnya faktor gesekan seiring menurunnya diameter *tube*.

#### 4.3.7 Perhitungan Komputerisasi

Untuk memvalidasi hasil perhitungan manual dalam redesign perancangan alat heat exchanger antara pada sistem *close loop* menggunakan program *heat transfer research inc* (HTRI). Dengan memasukkan data data, tekanan, laju aliran massa, temperature, beban/*duty* serta asumsi – asumsi perancangan berdasarkan standar – standar dari TEMA didapatkan hasil diantaranya sbb:

Tabel 4.19 Data hasil performansi redesain alat *heat exchanger* sistem *close loop* melalui program HTRI

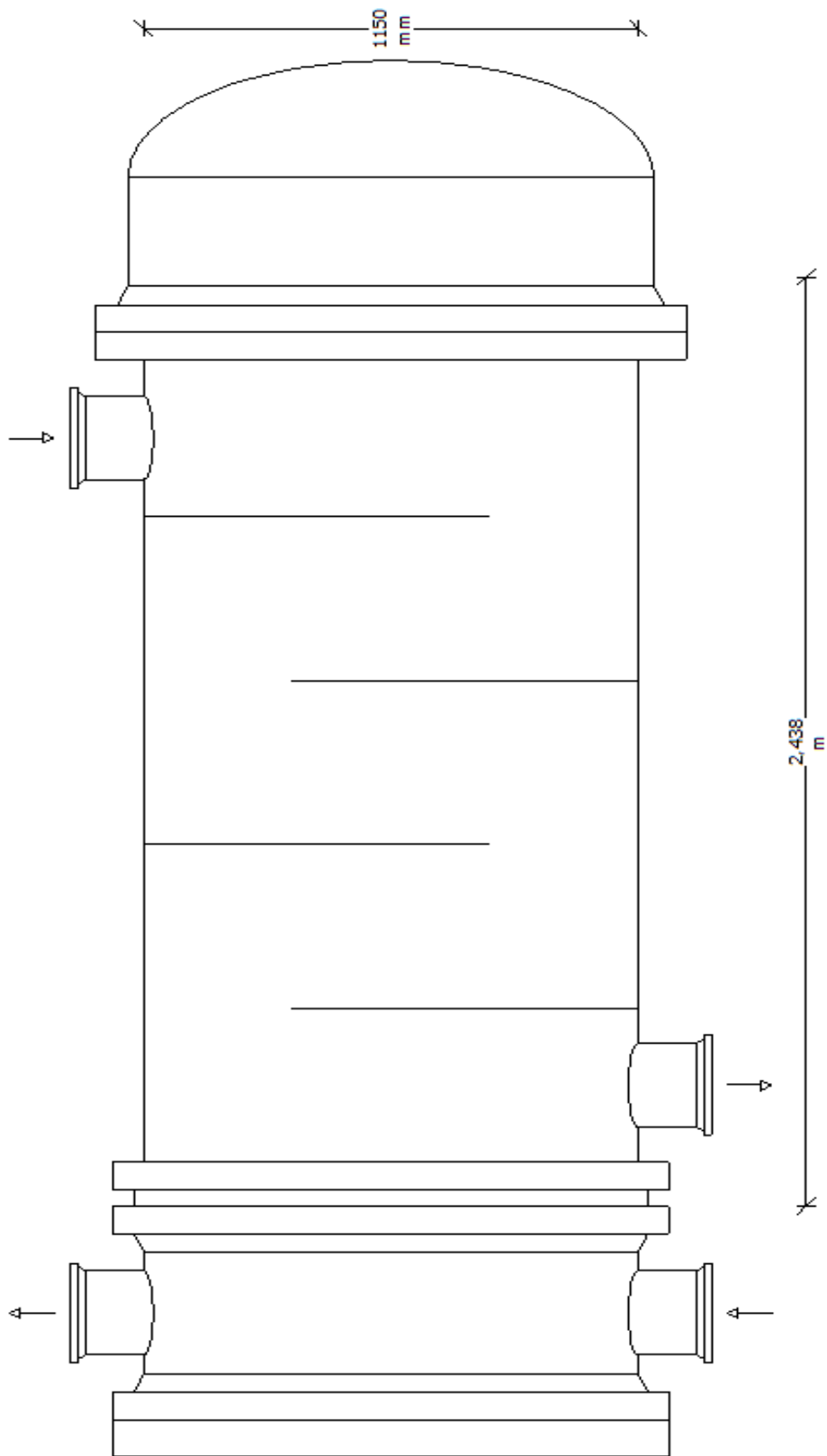
		<b>Output Summary</b> <span style="float: right;">Page 1</span>				
		Released to the following HTRI Member Company:				
Xist 7.3.1 31/05/2018 15:06 SN: 09058-149179255 <span style="float: right;">SI Units</span> TUBE 5/8" CLOSE LOOP CIRATA Rating - Horizontal Multipass Flow TEMA AES Shell With Single-Segmental Baffles						
<b>No Data Check Messages.</b> See Runtime Message Report for Warning Messages.						
Process Conditions		Hot Shellside		Cold Tubeside		
Fluid name		AIR OLAH		DRAFT TUBE		
Flow rate	(kg/s)		141,21		181,59	
Inlet/Outlet Y	(Wt. frac vap.)	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	
Inlet/Outlet T	(Deg C)	38,89	34,10	27,40	31,12	
Inlet P/Avg	(kPa)	541,33	518,57	541,33	521,43	
dP/Allow.	(kPa)	45,521	4,903	39,783	4,903	
Fouling	(m2-K/W)		0,000000		0,000000	
Exchanger Performance						
Shell h	(W/m2-K)	5098,9	Actual U	(W/m2-K)	1874,32	
Tube h	(W/m2-K)	5192,1	Required U	(W/m2-K)	1591,61	
Hot regime	(--)	Sens. Liquid	Duty	(MegaWatts)	2,882	
Cold regime	(--)	Sens. Liquid	Eff. area	(m2)	247,18	
EMTD	(Deg C)	7,1	Overdesign	(%)	5,2	
Shell Geometry			Baffle Geometry			
TEMA type	(--)	AES	Baffle type	Single-Seg.		
Shell ID	(mm)	1150,0	Baffle cut	(Pct Dia.)	25	
Series	(--)	1	Baffle orientation	(--)	Perpend.	
Parallel	(--)	1	Central spacing	(mm)	480,62	
Orientation	(deg)	0,00	Crosspasses	(--)	5	
Tube Geometry			Nozzles			
Tube type	(--)	Plain	Shell inlet	(mm)	202,72	
Tube OD	(mm)	15,875	Shell outlet	(mm)	202,72	
Length	(m)	2,438	Inlet height	(mm)	104,37	
Pitch ratio	(--)	1,430	Outlet height	(mm)	104,37	
Layout	(deg)	60	Tube inlet	(mm)	202,72	
Tubecount	(--)	2120	Tube outlet	(mm)	202,72	
Tube Pass	(--)	2				
Thermal Resistance; %		Velocities; m/s		Flow Fractions		
Shell	39,10		<b>Min</b>	<b>Max</b>	A	0,410
Tube	54,94	Tubeside	1,23	1,23	B	0,406
Fouling	0,00	Crossflow	0,64	0,88	C	0,043
Metal	5,96	Window	0,53	0,75	E	0,141
					F	0,000

Selanjutnya hasil perhitungan redesain perancangan alat *heat exchanger* manual dibandingkan dengan hasil perhitungan komputerisasi untuk variasi *tube 5/8"* didapatkan hasil sbb.

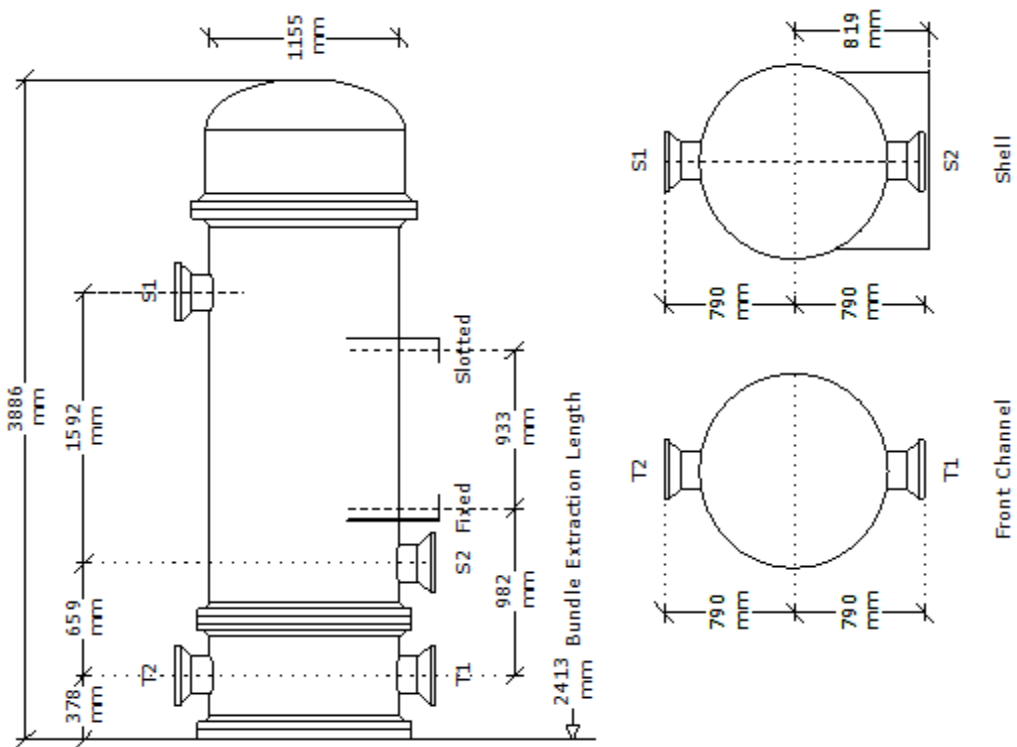
Tabel 4.20 Perbandingan hasil perancangan hitung manual dan program HTRI

Shell & Tube	Perhitungan Manual	Perhitungan HTRI	Satuan
Beban Pendinginan (q)	2882,68	2468,5	kW
Koefisien Perpindahan Kalor Menyeluruh (U)	1572,69	1674,32	(W /m .K)
LMTD/EMTD	7,22	7,1	<sup>0</sup> C
Penurunan Tekanan Sisi <i>Tube</i> ( $\Delta P$ )	6,5	39,78	kPa
Penurunan Tekanan Sisi <i>Shell</i> ( $\Delta P$ )	30,2	45,52	kPa

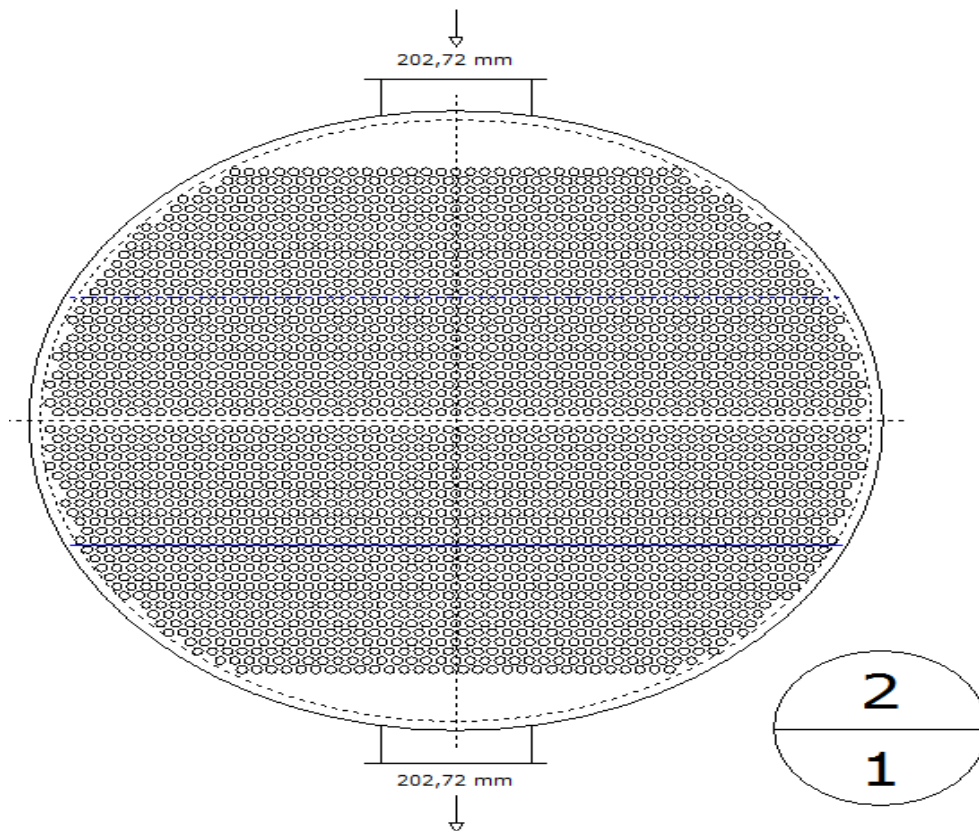
Setelah divalidasi dengan program HTRI hasil redesain alat *heat exchanger* menunjukkan nilai koefisien perpindahan kalor menyeluruh untuk spesifikasi penukar kalo yang sama hasil perhitungan HTRI memiliki nilai lebih tinggi dibanding hasil hitung manual. Hal ini menunjukkan dimensi alat *heat exchanger* yang dirancang sudah mampu untuk mendinginkan beban yang direncanakan. Untuk *drawing heat exchanger shell and tube* ditunjukkan pada gambar dibawah ini.



Gambar 4.9 Drawing *heat exchanger* antara redesign



Gambar 4.10 Setting plan drawing alat *heat exchanger* antara redesain



Gambar 4.11 *Tube layout drawing* alat *heat exchanger* antara redesain

#### 4.4 Evaluasi System Pendingin Generator dan Bearing PLTA Cirata Melalui *Cost Benefit Analysis*

Tujuan *cost benefit analysis* yaitu menentukan atau mengukur apakah kemanfaatan masing masing sistem pendingin *generator* dan *bearing* yang merupakan suatu investasi ( biaya ) yang baik atau tidak.

##### 4.4.1 Analisa *Present Value* Biaya System Pendingin Generator dan Bearing PLTA Cirata

Beberapa variable biaya yang timbul akibat penggunaan masing masing system pendingin *generator* dan *bearing* pada PLTA Cirata selama ekspektasi waktu umur peralatan yang ditentukan 20 tahun kedepan dicari nilai PV ditahun sekarang (2009). Untuk mengitung nilai sekarang tersebut perlu ditentukan terlebih dahulu berdasarkan rata rata histori *interest rate* yang terjadi diindonesia pada tahun tahun sebelumnya. adapun jenis biaya yang timbul diantaranya adalah sebagai berikut:

a. Biaya investasi awal *system close loop* diantaranya:

- Biaya *circulating pump* dan *storage pump*
- Biaya *storage tank* dan *heat exchanger* antara
- Biaya instalasi *system close loop*

b. Biaya penggantian *heat exchanger* generator dan *bearing* diantaranya:

- Biaya pengantian *air cooler generator*
- Biaya pengantian *oil cooler generator thrust bearing*
- Biaya pengantian *oil cooler turbin guide bearing*

c. Biaya pemakaian KWH listrik pada *circulating pump* dan *storage pump*

Untuk menentukan nilai PV biaya system pendingin dapat ditentukan dengan persamaan 2.33:

$$PV \text{ total cost} = \frac{C_1}{(1+i)^{n1}} + \frac{C_2}{(1+i)^{n2}} + \dots \frac{C_n}{(1+i)^n}$$

*interest rate, I* = 12,05%

Dengan persamaan sebelumnya analisa PV biaya investasi dan operasi yang timbul untuk dihitung dalam nilai uang sekarang pada sistem pendingin *open loop* dan *close loop* PLTA Cirata diantaranya sebagai berikut:

1. *PV system open loop dengan air cooler CuNi*
2. *PV system open loop air cooler SS*
3. *PV system close loop existing*
4. *PV system close loop redesain 1/2"*
5. *PV system close loop redesain 5/8"*
6. *PV system close loop redesain 3/4"*

Hasil analisis PV biaya pada masing masing permodelan sistem pendingin PLTA Cirata berdasarkan persamaan 2.33 dapat dilihat pada tabel berikut ini.

Tabel 4.21 PV biaya *heat exchanger* dan instalasi sistem *close loop*

No	Keterangan	Nilai
1	<i>HE close loop existing</i>	Rp. 1.078.700.000
2	<i>Instalasi system close loop existing</i>	Rp. 2.532.600.000
3	<i>Air cooler generator CuNi</i>	Rp. 77.495.000
4	<i>Air cooler generator SS</i>	RP. 141.790.000
5	<i>Oil cooler generator thrust bearing</i>	Rp. 333.080.000
6	<i>Oil cooler turbin guide bearing</i>	Rp. 49.000.000
7	<i>HE close loop redesign (1/2")</i>	Rp. 1.228.825.000
8	<i>HE close loop redesign (5/8")</i>	Rp. 1.255.599.241
9	<i>HE close loop redesign (3/4")</i>	Rp. 1.278.877.599

Selanjutnya setelah diketahui biaya *heat exchanger* perperalatan dilakukan dikalkulasi berdasarkan total jumlah penggantian HE selama 20 tahun kedepan untuk di PV pada tahun sekarang. PV pada perjenis sistem pendingin baik *open loop* dan *close loop* dapat dilihat pada tabel 4.22 s/d 4.28.



Tabel 4.22 PV total biaya sistem pendingin *Open Loop* dengan *air cooler generator* CuNi PLTA per unit

1	2	3	4	5 = (3:4) Open Loop		6	7	8 = (5x6x7) Open Loop
NO	KETERANGAN	Expektasi Umur Peralatan	life time Open Loop	Jumlah	Penggantian HE	Harga cooler (CuNi)	Jumlah	Total Biaya Open Loop (Air Cooler CuNi)
1	Air Cooler Generator	20	3.43	5.84	12	77,495,000	12	5,426,586,571
2	Oil Cooler Generator Thrust Bearing	20	7.59	2.63	2	333,080,000	2	1,755,278,005
3	Oil Cooler Turbin Guide Bearing	20	4.00	5.00	2	49,000,000	2	489,730,761
TOTAL BIAYA PER SYSTEM SELAMA 20 TAHUN								
7,671,595,337								

Tabel 4.23 PV total biaya sistem pendingin *Open Loop* dengan *air cooler generator SS* PLTA per unit

1	2	3	4	5 = (3 : 4) Open Loop		6	7	8 = (5 x 6 x 7) Open Loop
NO	KETERANGAN	Expektasi Umur Peralatan	life time Open Loop	Jumlah	Penggantian HE	Harga cooler	Jumlah	Total Biaya System Open Loop Air Cooler SS
1	Air Cooler Generator SS	20	6.85	2.92	12	141,790,000	12	4,964,421,640
2	Oil Cooler Generator Thrust Bearing	20	7.59	2.63	2	333,080,000	2	1,755,278,005
3	Oil Cooler Turbin Guide Bearing	20	4.00	5.00	2	49,000,000	2	489,730,761
TOTAL BIAYA PER SYSTEM/TAHUN								
7,209,430,406								

Tabel 4.24 PV total biaya sistem pendingin *close loop existing* PLTA per unit

1	2	3	4	5 = (3:4)		6	7	8 = (5 x 6 x 7)
				Expektasi Umur Peralatan	life time Close Loop			
NO	KETERANGAN							
1	Air Cooler Generator	20	6.85	2.92	12	77,495,000	12	2,713,293,286
2	Oil Cooler Generator Thrust Bearing	20	7.59	2.63	2	333,080,000	2	1,755,278,005
3	Oil Cooler Turbin Guide Bearing	20	4.00	5.00	2	49,000,000	2	489,730,761
4	System Close Loop Existing	20	20.00	1.00	1	2,532,600,000	1	2,532,600,000
5	HE Close Loop Existing	20	20.00	1.00	2	1,078,700,000	2	2,157,400,000
6	Circulating Pump (Biaya Listrik)	20		1.00	2190	57,408.40	2190	1,097,628,951
7	Storage Water Pump	20		1.00	146	4,549.04	146	5,530,689
TOTAL BIAYA PER SYSTEM/TAHUN								
								10,751,461,691

Tabel 4.25 PV total biaya sistem pendingin *close loop redesign 1/2"* PLTA per unit

1	2	3	4	5 = (3:4)		6	7	8 = (5 x 6 x 7)
				Expektasi Umur Peralatan	life time Close Loop			
NO	KETERANGAN							
1	Air Cooler Generator	20	6.85	2.92	12	77,495,000	12	2,713,293,286
2	Oil Cooler Generator Thrust Bearing	20	15.18	1.32	2	333,080,000	2	877,639,002
3	Oil Cooler Turbin Guide Bearing	20	8.00	2.50	2	49,000,000	2	244,865,381
4	System Close Loop Existing	20	20.00	1.00	1	2,532,600,000	1	2,532,600,000
5	HE Close Loop Re-Design (1/2")	20	20.00	1.00	2	1,228,825,819	2	2,457,651,637
6	Circulating Pump (Biaya Listrik)	20		1.00	2190	57,408.40	2190	1,097,628,951
7	Storage Water Pump	20		1.00	146	4,549.04	146	5,530,689
TOTAL BIAYA PER SYSTEM/TAHUN								
								9,929,208,946

Tabel 4.26 P V total biaya sistem pendingin *close loop redesain 5/8"* PLTA per unit

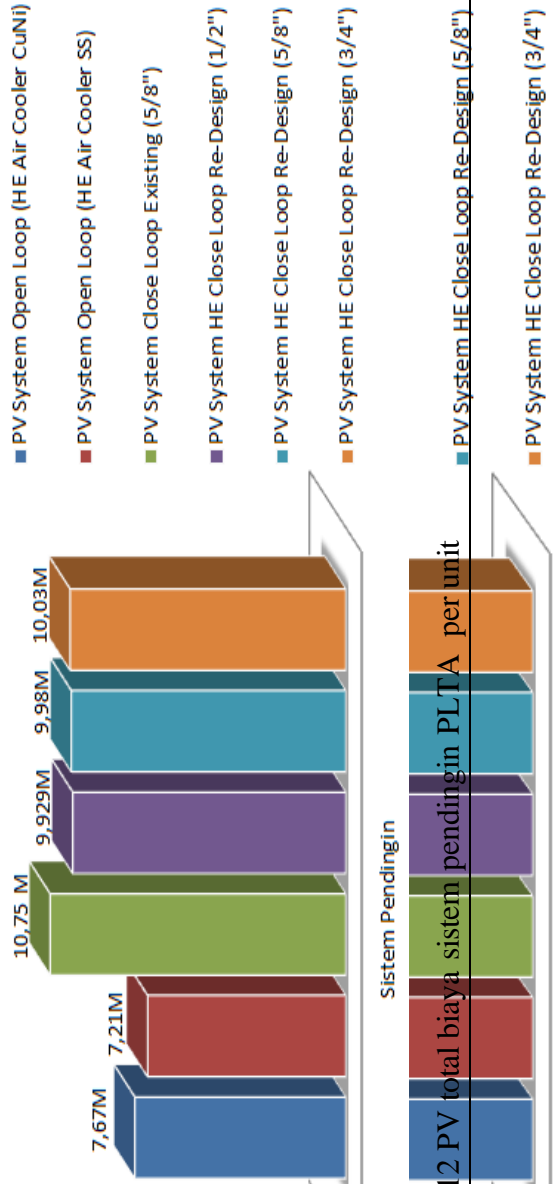
1	2	3	4	5 = (3:4)		6	7	8 = (5 x 6 x 7)
				Expektasi Umur Peralatan	life time Close Loop			
NO	KETERANGAN							
1	Air Cooler Generator	20	6.85	2.92	77,495,000	12	2,713,293,286	
2	Oil Cooler Generator Thrust Bearing	20	15.18	1.32	333,080,000	2	877,639,002	
3	Oil Cooler Turbin Guide Bearing	20	8.00	2.50	49,000,000	2	244,865,381	
4	System Close Loop Existing	20	20.00	1.00	2,532,600,000	1	2,532,600,000	
5	HE Close Loop Re-Design (5/8")	20	20.00	1.00	1,255,599,241	2	2,511,198,482	
6	Circulating Pump (Biaya Listrik)	20		1.00	57,408.40	2190	1,097,628,951	
7	Storage Water Pump	20		1.00	4,549.04	146	5,530,689	
TOTAL BIAYA PER SYSTEM/TAHUN								9,982,755,790

Tabel 4.27 PV total biaya sistem pendingin *close loop redesain 3/4"* PLTA per unit

1	2	3	4	5 = (3:4)		6	7	8 = (5 x 6 x 7)
				Expektasi Umur Peralatan	life time Close Loop			
NO	KETERANGAN							
1	Air Cooler Generator	20	6.85	2.92	77,495,000	12	2,713,293,286	
2	Oil Cooler Generator Thrust Bearing	20	15.18	1.32	333,080,000	2	877,639,002	
3	Oil Cooler Turbin Guide Bearing	20	8.00	2.50	49,000,000	2	244,865,381	
4	System Close Loop Existing	20	20.00	1.00	2,532,600,000	1	2,532,600,000	
7	HE Close Loop Re-Design (3/4")	20	20.00	1.00	1,278,877,599	2	2,557,755,197	
6	Circulating Pump (Biaya Listrik)	20		1.00	57,408.40	2190	1,097,628,951	
7	Storage Water Pump	20		1.00	4,549.04	146	5,530,689	
TOTAL BIAYA PER SYSTEM/TAHUN								10,029,312,506

Tabel 4.28 PV total biaya sistem pendingin PLTA per unit

NO	KETERANGAN	Open Loop		Close Loop Existing		Close Loop Redesign 1/2"		Close Loop Redesign 5/8"		Close Loop Redesign 3/4"	
		Biaya Investasi Awal CUNI	Biaya Investasi Awal SS	Biaya Investasi Awal	Biaya Investasi Awal	Biaya Investasi Awal	Biaya Investasi Awal	Biaya Investasi Awal	Biaya Investasi Awal		
1	Air Cooler Generator	5,426,586,571	4,964,421,640	2,713,293,286	2,713,293,286	2,713,293,286	2,713,293,286	2,713,293,286	2,713,293,286	2,713,293,286	2,713,293,286
2	Oil Cooler Generator Thrust Bearing	1,755,278,005	1,755,278,005	1,755,278,005	877,639,002	877,639,002	877,639,002	877,639,002	877,639,002	877,639,002	877,639,002
3	Oil Cooler Turbin Guide Bearing	489,730,761	489,730,761	489,730,761	244,865,381	244,865,381	244,865,381	244,865,381	244,865,381	244,865,381	244,865,381
4	System Close Loop Existing			2,532,600,000	2,532,600,000	2,532,600,000	2,532,600,000	2,532,600,000	2,532,600,000	2,532,600,000	2,532,600,000
5	HE Close Loop Existing			2,157,400,000							
6	HE Close Loop Re-Design (5/8")							2,511,198,482			
7	HE Close Loop Re-Design (3/4")										2,557,755,197
8	HE Close Loop Re-Design (1/2")						2,457,651,637				
9	Circulating Pump (Biaya Listrik)			1,097,628,951		1,097,628,951	1,097,628,951	1,097,628,951	1,097,628,951	1,097,628,951	1,097,628,951
10	Storage Water Pump			5,530,689		5,530,689	5,530,689	5,530,689	5,530,689	5,530,689	5,530,689
	TOTAL BIAYA PER SYSTEM	7,671,595,337	7,209,430,406	10,751,461,691	9,929,208,946	9,929,208,946	9,929,208,946	9,982,755,790	9,982,755,790	10,029,312,506	10,029,312,506



Gambar 4.12 PV total biaya sistem pendingin PLTA per unit

Open Loop	7,671,595,337
Investasi Awal SS	4,964,421,640
Open Loop	1,755,278,005
Open Loop	489,730,761
Open Loop	7,209,430,406

Open Loop	7,671,595,337
Investasi Awal SS	4,964,421,640
Open Loop	1,755,278,005
Open Loop	489,730,761
Open Loop	7,209,430,406

Dengan tujuan menjaga kehandalan dan mengurangi biaya pokok penyediaan listrik di PLTA Cirata, penelitian dilakukan untuk mengoptimasi sistem pendingin *close loop existing* serta melakukan evaluasi dari sistem pendingin di PLTA Cirata melalui CBA (metode NPV) pada sistem *open loop* dan *close loop*. Hasil CBA didapatkan sistem pendingin dengan biaya terendah yang nantinya dapat digunakan sebagai referensi sistem pendingin generator dan bearing yang tepat di PLTA Cirata. Batasan beberapa parameter dalam redesain HE yang telah ditentukan dalam *thermal modeling* pembahasan sebelumnya. Beberapa alternative optimasi *thermal modeling* sistem pendingin *close loop* dilakukan dengan redesain HE antara melalui variasi diameter *tube* yang digunakan 3/4", 5/8" dan 1/2".

#### A. CBA Close Loop VS Open Loop

Hasil evaluasi sistem pendingin dengan membandingkan sistem *open loop* dan *close loop* pada generator dan bearing PLTA Cirata dengan ekspektasi waktu umur peralatan 20 tahun kedepan. Berdasarkan analisa PV masing masing sistem pendingin dapat dilihat pada tabel 4.29:

Tabel 4.29 Perbandingan PV sistem pendingin generator dan bearing PLTA Cirata per unit

No	Sistem Pendingin	Total Biaya	Presentase (%)
1	Sistem <i>Open Loop</i> (HE Air Cooler CuNi)	7,671,595,337	106.41
2	Sistem <i>Open Loop</i> (HE Air Cooler SS)	7,209,430,406	100.00
3	Sistem <i>Close Loop Existing</i> (5/8")	10,751,461,691	149.13
4	Sistem HE <i>Close Loop Redesain</i> (1/2")	9,929,208,946	137.73
5	Sistem HE <i>Close Loop Redesain</i> (5/8")	9,982,755,790	138.47
6	Sistem HE <i>Close Loop Redesain</i> (3/4")	10,029,312,506	139.11

1. PV total biaya paling terbesar adalah sistem pendingin *close loop existing* saat ini. Kondisi ini diakibatkan meningkatnya biaya pemeliharaan untuk investasi awal sistem *close loop* dan biaya operasional tahunan akibat penambahan pompa. Sedang penurunan biaya pengantian *HE existing* belum optimal dikarenakan sistem *close loop existing* hanya dimanfaatkan untuk pendinginan

generator sedang untuk pendinginan bearing masih menggunakan *open loop*. Besarnya kenaikan total biaya sistem pendingin *close loop existing* dibanding dengan sistem pendingin *open loop (air cooler SS)* sebesar 49.13%.

2. Biaya sistem pendingin terendah pada generator dan bearing adalah pendingin *open loop* dengan menggunakan *Air Cooler Generator Stainless Steel* dengan catatan *life time air cooler SS* 2x *life time air cooler CuNi*. Kondisi ini diakibatkan oleh penurunan total biaya penggantian *air cooler generator* akibat tingginya *life time air cooler generator SS* dibanding *air cooler generator CuNi*.

### **B. Analisis Biaya Redesain Heat Exchanger Antara Pada Sistem Close Loop**

Evaluasi hubungan biaya *heat exchanger* dengan variasi diameter *tube* yang digunakan dilakukan dengan membandingkan harga perkiraan pembelian *heat exchanger* untuk *tube 3/4"*, *5/8"* dan *1/2"* yang diberikan oleh produsen *heat exchanger*. Perbandingan harga *heat exchanger* dapat dilihat pada tabel 4.26.

Tabel 4.30 Presentase perbandingan harga *heat exchanger* antara *redesain*

No	System Pendingin	Biaya	Presentase (%)
1	HE <i>Close Loop</i> Redesain (1/2")	1,228,825,819	100
2	HE <i>Close Loop</i> Redesain (5/8")	1,255,599,241	102.18
3	HE <i>Close Loop</i> Redesain (3/4")	1,278,877,599	104.07

1. Dalam perancangan *heat exchanger* dengan beberapa parameter dalam redesain HE yang telah ditentukan sebelumnya. Bahwa dengan menurunnya diameter *tube* yang digunakan mengakibatkan turun biaya produksi *heat exchanger*. Hal ini disebabkan oleh penurunan total biaya material yang digunakan akibat berkurangnya luas permukaan perpindahan panas. Didapatkan selisih penurunan biaya antara diameter 1/2" ke 5/8" sebesar 2,18% dan selisih biaya antara diameter 1/2" ke 3/4" sebesar 4.07%.

Halaman ini sengaja dikosongkan

## BAB V

### KESIMPULAN DAN SARAN

#### 5.1 Kesimpulan

Dalam optimasi dan evaluasi sistem pendingin pada generator dan bearing pada PLTA ini dapat ditarik kesimpulan adalah sebagai berikut:

1. Terjadi penurunan efektifitas *heat exchanger* antara sebesar 32,3% ( $\mathcal{E}_A=0,21$ ;  $\mathcal{E}_D=0,31$ ) dan penurunan koefisien perpindahan panas menyeluruh sebesar 26,9% ( $U_{\text{desain}} = 904,52 \text{ W/m}^2.\text{C}$  dan  $U_{\text{aktual}} 661,0 \text{ W/m}^2.\text{C}$ ). Dengan melihat visual *heat exchanger* ketika pemeliharaan kondisi ini kemungkinan besar diakibatkan tinginya laju fouling pada *heat exchanger* antara.
2. Hasil optimasi sistem pendingin *close loop* dengan redesain *heat exchanger* diperoleh nilai efektifitas  $\mathcal{E} = 0,42$  dengan total duty 2822.68 kW.
3. Pengaruh variasi diameter *tube* (1/2", 5/8", 3/4") dalam redesain *heat exchanger* antara terhadap *heat exchanger performace* adalah sebagai berikut:
  - a. Semakin besar diameter *tube* mengakibatkan penurunan koefisien perpindahan panas menyeluruh sehingga berakibat meningkatkan luas permukaan perpindahan panas. Besarnya penurunan koefisien perpindahan panas pada peningkatan diameter *tube* 1/2" ke 5/8" sebesar 5,3% dan untuk peningkatan diameter *tube* dari 5/8" ke 3/4" sebesar 10,6%.
  - b. Hubungan variasi diameter *tube* dan biaya dalam redesain *heat exchanger* antara di PLTA Cirata yaitu dengan semakin kecil diameter *tube* maka biaya produksi *heat exchanger* semakin menurun. Kondisi ini disebabkan karena peningkatan koefisien perpindahan panas menyeluruh mengakibatkan penurunan luas permukaan perpindahan panas dan biaya material *heat exchanger*. Besarnya penurunan luas area permukaan perpindahan panas untuk penurunan diameter *tube* dari 3/4" ke 5/8" sebesar 11,23% dan untuk diameter *tube* dari 5/8" ke 1/2" sebesar 6,1%.
4. Hasil evaluasi sistem pendingin pada generator dan bearing PLTA Cirata melalui *cost benefit analysis* adalah sebagai berikut:



- a. Menurunnya diameter *tube* yang digunakan mengakibatkan penurunan biaya produksi *heat exchanger*. Hal ini disebabkan oleh penurunan total biaya material yang digunakan akibat berkurangnya luas permukaan perpindahan panas. Besarnya penurunan biaya pada penggunaan diameter tube 5/8” ke 1/2” sebesar 2,18% dan pada diameter 3/4” ke 1/2” sebesar 4,07%.
- b. Dengan mengoptimalkan sistem pendingin *close loop* unit satu didapatkan total penurunan biaya sebesar 7,15% atau sebesar Rp. 768.705.901,- jika dibandingkan sistem pendingin *close loop existing*.
- c. Dengan melihat kondisi penurunan kualitas air waduk, sistem pendingin *close loop* dapat digunakan sebagai alternative solusi dimasa depan untuk mengatasi permasalahan pendingin generator dan bearing PLTA Cirata.
- d. Biaya sistem pendingin terendah pada generator dan bearing saat ini adalah sistem pendingin *open loop* dengan menggunakan *Air Cooler Generator Stainless Steel* dengan catatan life time *air cooler SS* setara dengan life time *heat exchanger* pada sistem *close loop*. Dimana mampu menurunkan total biaya sebesar Rp. 462,164.932,- per unit atau sekitar 6.41% dibanding sistem pendingin *open loop* dengan *air cooler CuNi* dan lebih rendah Rp. 3,079,866,354,- atau sekitar 49.13% dibanding sistem *close loop existing*.

## 5.2 Saran

Saran yang dapat diberikan setelah melakukan penelitian ini dan untuk pengembangan lebih lanjut penulis memberikan saran sbb:

1. Untuk mempertahankan efektifitas *heat exchanger* perlu dilakukan analisa efektifitas secara *real time* untuk menentukan *timing cleaning fouling* alat HE yang paling tepat.
2. Perlunya kalibrasi *flow sensor* pada masing masing *heat exchanger* sebagai acuan dalam pengaturan debit fluida dalam upaya mempertahankan kinerja masing masing *heat exchanger*.
3. Perlunya penambahan sensor temperature pada posisi in dan out *heat exchanger* sisi fluida pendingin sebagai data untuk analisa kinerja *heat exchanger* secara *real time*.

4. Evaluasi berkelanjutan pada sistem pendingin generator dan bearing PLTA cirata sesuai *update* histori pemeliharaan sistem pendingin, sehingga diperoleh hasil sistem pendingin yang lebih optimal dari evaluasi sebelumnya.

Halaman ini sengaja dikosongkan

## BAB V

### KESIMPULAN DAN SARAN

#### 5.1 Kesimpulan

Dalam optimasi dan evaluasi sistem pendingin pada generator dan bearing pada PLTA ini dapat ditarik kesimpulan adalah sebagai berikut:

1. Terjadi penurunan efektifitas *heat exchanger* antara sebesar 32,3% ( $\mathcal{E}_A=0,21$ ;  $\mathcal{E}_D=0,31$ ) dan penurunan koefisien perpindahan panas menyeluruh sebesar 26,9% ( $U_{\text{desain}} = 904,52 \text{ W/m}^2.\text{C}$  dan  $U_{\text{aktual}} 661,0 \text{ W/m}^2.\text{C}$ ). Dengan melihat visual *heat exchanger* ketika pemeliharaan kondisi ini kemungkinan besar diakibatkan tinginya laju fouling pada *heat exchanger* antara.
2. Hasil optimasi sistem pendingin *close loop* dengan redesain *heat exchanger* diperoleh nilai efektifitas  $\mathcal{E} = 0,42$  dengan total duty 2822.68 kW.
3. Pengaruh variasi diameter *tube* (1/2", 5/8", 3/4") dalam redesain *heat exchanger* antara terhadap *heat exchanger performace* adalah sebagai berikut:
  - a. Semakin besar diameter *tube* mengakibatkan penurunan koefisien perpindahan panas menyeluruh sehingga berakibat meningkatkan luas permukaan perpindahan panas. Besarnya penurunan koefisien perpindahan panas pada peningkatan diameter *tube* 1/2" ke 5/8" sebesar 5,3% dan untuk peningkatan diameter *tube* dari 5/8" ke 3/4" sebesar 10,6%.
  - b. Hubungan variasi diameter *tube* dan biaya dalam redesain *heat exchanger* antara di PLTA Cirata yaitu dengan semakin kecil diameter *tube* maka biaya produksi *heat exchanger* semakin menurun. Kondisi ini disebabkan karena peningkatan koefisien perpindahan panas menyeluruh mengakibatkan penurunan luas permukaan perpindahan panas dan biaya material *heat exchanger*. Besarnya penurunan luas area permukaan perpindahan panas untuk penurunan diameter *tube* dari 3/4" ke 5/8" sebesar 11,23% dan untuk diameter *tube* dari 5/8" ke 1/2" sebesar 6,1%.
4. Hasil evaluasi sistem pendingin pada generator dan bearing PLTA Cirata melalui *cost benefit analysis* adalah sebagai berikut:

- a. Menurunnya diameter *tube* yang digunakan mengakibatkan penurunan biaya produksi *heat exchanger*. Hal ini disebabkan oleh penurunan total biaya material yang digunakan akibat berkurangnya luas permukaan perpindahan panas. Besarnya penurunan biaya pada penggunaan diameter tube 5/8” ke 1/2” sebesar 2,18% dan pada diameter 3/4” ke 1/2” sebesar 4,07%.
- b. Dengan mengoptimalkan sistem pendingin *close loop* unit satu didapatkan total penurunan biaya sebesar 7,15% atau sebesar Rp. 768.705.901,- jika dibandingkan sistem pendingin *close loop existing*.
- c. Dengan melihat kondisi penurunan kualitas air waduk, sistem pendingin *close loop* dapat digunakan sebagai alternative solusi dimasa depan untuk mengatasi permasalahan pendingin generator dan bearing PLTA Cirata.
- d. Biaya sistem pendingin terendah pada generator dan bearing saat ini adalah sistem pendingin *open loop* dengan menggunakan *Air Cooler Generator Stainless Steel* dengan catatan life time *air cooler* SS setara dengan life time *heat exchanger* pada sistem *close loop*. Dimana mampu menurunkan total biaya sebesar Rp. 462,164.932,- per unit atau sekitar 6.41% dibanding sistem pendingin *open loop* dengan *air cooler* CuNi dan lebih rendah Rp. 3,079,866,354,- atau sekitar 49.13% dibanding sistem *close loop existing*.

## 5.2 Saran

Saran yang dapat diberikan setelah melakukan penelitian ini dan untuk pengembangan lebih lanjut penulis memberikan saran sbb:

1. Untuk mempertahankan efektifitas *heat exchanger* perlu dilakukan analisa efektifitas secara *real time* untuk menentukan *timing cleaning fouling* alat HE yang paling tepat.
2. Perlunya kalibrasi *flow sensor* pada masing masing *heat exchanger* sebagai acuan dalam pengaturan debit fluida dalam upaya mempertahankan kinerja masing masing *heat exchanger*.
3. Perlunya penambahan sensor temperature pada posisi in dan out *heat exchanger* sisi fluida pendingin sebagai data untuk analisa kinerja *heat exchanger* secara *real time*.

4. Evaluasi berkelanjutan pada sistem pendingin generator dan bearing PLTA cirata sesuai *update* histori pemeliharaan sistem pendingin, sehingga diperoleh hasil sistem pendingin yang lebih optimal dari evaluasi sebelumnya.

Halaman ini sengaja dikosongkan

# LAMPIRAN

Lampiran 1.1 Data thermophysical properties of saturated water

**TABLE A.6** Thermophysical Properties of Saturated Water<sup>a</sup>

Temperature, $T$ (K)	Pressure, $p$ (bars) <sup>b</sup>	Specific Volume (m <sup>3</sup> /kg)		Heat of Vaporization, $h_{fg}$ (kJ/kg)	Specific Heat (kJ/kg·K)		Viscosity (N·s/m <sup>2</sup> )		Thermal Conductivity (W/m·K)		Prandtl Number		Surface Tension, $\sigma_f$ , 10 <sup>3</sup> (N/m)	Expansion Coefficient, $\beta_f$ , 10 <sup>6</sup> (K <sup>-1</sup> )	Temperature, $T$ (K)
		$v_f$ · 10 <sup>3</sup>	$v_g$		$c_{p,f}$	$c_{p,g}$	$\mu_f$ · 10 <sup>6</sup>	$\mu_g$ · 10 <sup>6</sup>	$k_f$ · 10 <sup>3</sup>	$k_g$ · 10 <sup>3</sup>	$Pr_f$	$Pr_g$			
273.15	0.00611	1.000	206.3	2502	4.217	1.854	1750	8.02	569	18.2	12.99	0.815	75.5	-68.05	273.15
275	0.00697	1.000	181.7	2497	4.211	1.855	1652	8.09	574	18.3	12.22	0.817	75.3	-32.74	275
280	0.00990	1.000	130.4	2485	4.198	1.858	1422	8.29	582	18.6	10.26	0.825	74.8	46.04	280
285	0.01387	1.000	99.4	2473	4.189	1.861	1225	8.49	590	18.9	8.81	0.833	74.3	114.1	285
290	0.01917	1.001	69.7	2461	4.184	1.864	1080	8.69	598	19.3	7.56	0.841	73.7	174.0	290
295	0.02617	1.002	51.94	2449	4.181	1.868	959	8.89	606	19.5	6.62	0.849	72.7	227.5	295
300	0.03531	1.003	39.13	2438	4.179	1.872	855	9.09	613	19.6	5.83	0.857	71.7	276.1	300
305	0.04712	1.005	29.74	2426	4.178	1.877	769	9.29	620	20.1	5.20	0.865	70.9	320.6	305
310	0.06221	1.007	22.93	2414	4.178	1.882	695	9.49	628	20.4	4.62	0.873	70.0	361.9	310
315	0.08132	1.009	17.82	2402	4.179	1.888	631	9.69	634	20.7	4.16	0.883	69.2	400.4	315
320	0.1053	1.011	13.98	2390	4.180	1.895	577	9.89	640	21.0	3.77	0.894	68.3	436.7	320
325	0.1351	1.013	11.06	2378	4.182	1.903	528	10.09	645	21.3	3.42	0.901	67.5	471.2	325
330	0.1719	1.016	8.82	2366	4.184	1.911	489	10.29	650	21.7	3.15	0.908	66.6	504.0	330
335	0.2167	1.018	7.09	2354	4.186	1.920	453	10.49	656	22.0	2.88	0.916	65.8	535.5	335
340	0.2713	1.021	5.74	2342	4.188	1.930	420	10.69	660	22.3	2.66	0.925	64.9	566.0	340
345	0.3372	1.024	4.683	2329	4.191	1.941	389	10.89	668	22.6	2.45	0.933	64.1	595.4	345
350	0.4163	1.027	3.846	2317	4.195	1.954	365	11.09	688	23.0	2.29	0.942	63.2	624.2	350
355	0.5100	1.030	3.180	2304	4.199	1.968	343	11.29	671	23.3	2.14	0.951	62.3	652.3	355
360	0.6209	1.034	2.645	2291	4.203	1.983	324	11.49	674	23.7	2.02	0.960	61.4	697.9	360
365	0.7514	1.038	2.212	2278	4.209	1.999	306	11.69	677	24.1	1.91	0.969	60.5	707.1	365
370	0.9040	1.041	1.861	2265	4.214	2.017	289	11.89	679	24.5	1.80	0.978	59.5	728.7	370
373.15	1.0133	1.044	1.679	2257	4.217	2.029	279	12.02	680	24.8	1.76	0.984	58.9	750.1	373.15
375	1.0815	1.045	1.574	2252	4.220	2.036	274	12.09	681	24.9	1.70	0.987	58.6	761	375
380	1.2869	1.049	1.337	2239	4.226	2.057	260	12.29	683	25.4	1.61	0.999	57.6	788	380
385	1.5233	1.053	1.142	2225	4.232	2.080	248	12.49	685	25.8	1.53	1.004	56.6	814	385
390	1.794	1.058	0.980	2212	4.239	2.104	237	12.69	686	26.3	1.47	1.013	55.6	841	390
400	2.455	1.067	0.731	2183	4.256	2.158	217	13.05	688	27.2	1.34	1.033	53.6	896	400
410	3.302	1.077	0.553	2153	4.278	2.221	200	13.42	688	28.2	1.24	1.054	51.5	952	410
420	4.370	1.088	0.425	2123	4.302	2.291	185	13.79	688	29.8	1.16	1.075	49.4	1010	420
430	5.699	1.099	0.331	2091	4.331	2.369	173	14.14	685	30.4	1.09	1.10	47.2	1070	430



Tabel 1.2 Data characteristics of tubing

**SECTION 9 GENERAL INFORMATION**

**TABLE D-7**

**CHARACTERISTICS OF TUBING**

Tube O.D. Inches	B.W.G. Gage	Thickness Inches	Internal Sq. Inch	Sq. Ft. External Surface Per Foot Length	Sq. Ft. Internal Surface Per Foot Length	Weight Per Ft. Length Steel Lbs.*	Tube I.D. Inches	Moment of Inertia Inches <sup>4</sup>	Section Modulus Inches <sup>3</sup>	Radius of Gyration Inches	Constant C**	O.D. I.D.	Transverse Metal Area Sq. Inch
1/4	22	0.028	0.0296	0.0654	0.0508	0.066	0.194	0.00012	0.00098	0.0791	46	1.289	0.0195
	24	0.022	0.0333	0.0654	0.0539	0.054	0.206	0.00010	0.00083	0.0810	52	1.214	0.0158
	26	0.018	0.0360	0.0654	0.0560	0.045	0.214	0.00009	0.00071	0.0823	56	1.168	0.0131
	27	0.016	0.0373	0.0654	0.0571	0.040	0.218	0.00008	0.00065	0.0829	58	1.147	0.0118
3/8	18	0.049	0.0603	0.0982	0.0725	0.171	0.277	0.00068	0.0036	0.1166	94	1.354	0.0502
	20	0.035	0.0731	0.0982	0.0798	0.127	0.305	0.00055	0.0029	0.1208	114	1.230	0.0374
	22	0.028	0.0799	0.0982	0.0835	0.104	0.319	0.00046	0.0025	0.1231	125	1.176	0.0305
	24	0.022	0.0860	0.0982	0.0867	0.083	0.331	0.00038	0.0020	0.1250	134	1.133	0.0244
1/2	16	0.065	0.1075	0.1309	0.0969	0.302	0.370	0.0021	0.0086	0.1555	168	1.351	0.0888
	18	0.049	0.1269	0.1309	0.1052	0.236	0.402	0.0018	0.0071	0.1604	198	1.244	0.0694
	20	0.035	0.1452	0.1309	0.1126	0.174	0.430	0.0014	0.0056	0.1649	227	1.163	0.0511
	22	0.028	0.1548	0.1309	0.1162	0.141	0.444	0.0012	0.0046	0.1672	241	1.126	0.0415
5/8	12	0.109	0.1301	0.1636	0.1066	0.601	0.407	0.0061	0.0197	0.1865	203	1.536	0.177
	13	0.095	0.1486	0.1636	0.1139	0.538	0.435	0.0057	0.0183	0.1904	232	1.437	0.158
	14	0.083	0.1655	0.1636	0.1202	0.481	0.459	0.0053	0.0170	0.1939	258	1.362	0.141
	15	0.072	0.1817	0.1636	0.1259	0.426	0.481	0.0049	0.0156	0.1972	283	1.299	0.125
	16	0.065	0.1924	0.1636	0.1296	0.389	0.495	0.0045	0.0145	0.1993	300	1.263	0.114
	17	0.058	0.2035	0.1636	0.1333	0.352	0.509	0.0042	0.0134	0.2015	317	1.228	0.103
	18	0.049	0.2181	0.1636	0.1380	0.302	0.527	0.0037	0.0119	0.2044	340	1.166	0.089
	19	0.042	0.2299	0.1636	0.1416	0.262	0.541	0.0033	0.0105	0.2067	359	1.155	0.077
	20	0.035	0.2419	0.1636	0.1453	0.221	0.555	0.0028	0.0091	0.2090	377	1.126	0.065
	3/4	10	0.134	0.1825	0.1963	0.1262	0.833	0.482	0.0129	0.0344	0.2229	285	1.556
11		0.120	0.2043	0.1963	0.1335	0.808	0.510	0.0122	0.0326	0.2267	319	1.471	0.236
12		0.109	0.2223	0.1963	0.1393	0.747	0.532	0.0116	0.0309	0.2299	347	1.410	0.219
13		0.095	0.2463	0.1963	0.1466	0.665	0.560	0.0107	0.0285	0.2340	384	1.339	0.195
14		0.083	0.2679	0.1963	0.1529	0.592	0.584	0.0098	0.0262	0.2376	418	1.284	0.174
15		0.072	0.2884	0.1963	0.1587	0.522	0.606	0.0089	0.0238	0.2411	450	1.238	0.153
16		0.065	0.3019	0.1963	0.1623	0.476	0.620	0.0083	0.0221	0.2433	471	1.210	0.140
17		0.058	0.3157	0.1963	0.1660	0.429	0.634	0.0076	0.0203	0.2456	492	1.183	0.126
18		0.049	0.3339	0.1963	0.1707	0.367	0.652	0.0067	0.0178	0.2484	521	1.150	0.108
20		0.035	0.3632	0.1963	0.1780	0.268	0.680	0.0050	0.0134	0.2531	567	1.103	0.079
7/8	10	0.134	0.2894	0.2291	0.1589	1.062	0.607	0.0221	0.0505	0.2662	451	1.442	0.312
	11	0.120	0.3167	0.2291	0.1662	0.969	0.635	0.0208	0.0475	0.2703	494	1.378	0.285
	12	0.109	0.3390	0.2291	0.1720	0.893	0.657	0.0196	0.0449	0.2736	529	1.332	0.262
	13	0.095	0.3685	0.2291	0.1793	0.792	0.685	0.0180	0.0411	0.2778	575	1.277	0.233
	14	0.083	0.3948	0.2291	0.1856	0.703	0.709	0.0164	0.0374	0.2815	616	1.234	0.207
	15	0.072	0.4197	0.2291	0.1914	0.618	0.731	0.0148	0.0337	0.2850	655	1.197	0.182
	16	0.065	0.4359	0.2291	0.1950	0.563	0.745	0.0137	0.0312	0.2873	680	1.174	0.165
	17	0.058	0.4525	0.2291	0.1987	0.507	0.759	0.0125	0.0285	0.2896	706	1.153	0.149
	18	0.049	0.4742	0.2291	0.2034	0.433	0.777	0.0109	0.0249	0.2925	740	1.126	0.127
	20	0.035	0.5090	0.2291	0.2107	0.314	0.805	0.0082	0.0187	0.2972	794	1.087	0.092
1	8	0.165	0.3526	0.2618	0.1754	1.473	0.670	0.0392	0.0784	0.3009	550	1.493	0.433
	10	0.134	0.4208	0.2618	0.1916	1.241	0.732	0.0350	0.0700	0.3098	656	1.366	0.365
	11	0.120	0.4536	0.2618	0.1990	1.129	0.760	0.0327	0.0654	0.3140	708	1.316	0.332
	12	0.109	0.4803	0.2618	0.2047	1.038	0.782	0.0307	0.0615	0.3174	749	1.279	0.305
	13	0.095	0.5153	0.2618	0.2121	0.919	0.810	0.0280	0.0559	0.3217	804	1.235	0.270
	14	0.083	0.5463	0.2618	0.2183	0.814	0.834	0.0253	0.0507	0.3255	852	1.199	0.239
	15	0.072	0.5755	0.2618	0.2241	0.714	0.856	0.0227	0.0455	0.3291	898	1.168	0.210
	16	0.065	0.5945	0.2618	0.2278	0.650	0.870	0.0210	0.0419	0.3314	927	1.149	0.191
	18	0.049	0.6390	0.2618	0.2361	0.498	0.902	0.0166	0.0332	0.3367	987	1.109	0.146
	20	0.035	0.6793	0.2618	0.2435	0.361	0.930	0.0124	0.0247	0.3414	1060	1.075	0.106
1-1/4	7	0.180	0.6221	0.3272	0.2330	2.059	0.890	0.0890	0.1425	0.3836	970	1.404	0.605
	8	0.165	0.6648	0.3272	0.2409	1.914	0.920	0.0847	0.1355	0.3880	1037	1.359	0.562
	10	0.134	0.7574	0.3272	0.2571	1.599	0.982	0.0742	0.1187	0.3974	1182	1.273	0.470
	11	0.120	0.8012	0.3272	0.2644	1.450	1.010	0.0688	0.1100	0.4018	1250	1.238	0.426
	12	0.109	0.8385	0.3272	0.2702	1.330	1.032	0.0642	0.1027	0.4052	1305	1.211	0.391
	13	0.095	0.8825	0.3272	0.2775	1.173	1.060	0.0579	0.0926	0.4087	1377	1.179	0.345
	14	0.083	0.9229	0.3272	0.2838	1.036	1.084	0.0521	0.0833	0.4136	1440	1.153	0.304
	16	0.065	0.9852	0.3272	0.2932	0.824	1.120	0.0426	0.0682	0.4196	1537	1.116	0.242
1-1/2	10	0.134	1.1921	0.3927	0.3225	1.957	1.232	0.1354	0.1806	0.4853	1860	1.218	0.575
	12	0.109	1.2908	0.3927	0.3356	1.621	1.282	0.1159	0.1545	0.4933	2014	1.170	0.476
	14	0.083	1.3977	0.3927	0.3492	1.257	1.334	0.0931	0.1241	0.5018	2180	1.124	0.369
	16	0.065	1.4741	0.3927	0.3587	0.997	1.370	0.0756	0.1008	0.5079	2300	1.095	0.293
2	11	0.120	2.4328	0.5236	0.4608	2.412	1.760	0.3144	0.3144	0.6660	3795	1.136	0.709
	12	0.109	2.4941	0.5236	0.4665	2.204	1.782	0.2904	0.2904	0.6697	3891	1.122	0.648
	13	0.095	2.5730	0.5236	0.4739	1.935	1.810	0.2586	0.2586	0.6744	4014	1.105	0.589
	14	0.083	2.6417	0.5236	0.4801	1.701	1.834	0.2300	0.2300	0.6784	4121	1.091	0.500

\* Weights are based on low carbon steel with a density of 0.2836 lbs./cu. in. For other metals multiply by the following factors:

Aluminum .....	0.35	Aluminum Bronze .....	1.04	Nickel .....	1.13
Titanium .....	0.58	Aluminum Brass .....	1.06	Nickel-Copper .....	1.12
A.I.S.I. 400 Series S/Steels .....	0.99	Nickel-Chrome-Iron .....	1.07	Copper and Cupro-Nickels .....	1.14
A.I.S.I. 300 Series S/Steels .....	1.02	Admiralty .....	1.09		

\*\* Liquid Velocity =  $\frac{\text{lbs. Per Tube Hour}}{C \times \text{Sp. Gr. of Liquid}}$  in feet per sec. (Sp. Gr. of Water at 60°F. = 1.0)

## BIODATA PENULIS



Hariyanto dilahirkan di Kudus pada tanggal 03 bulan Maret tahun 1986. Penulis memulai pendidikan formal di SDN Karang Malang IV, kemudian melanjutkan ke SMPN 1 Gebog dan SMUN 1 Kudus. Penulis menyelesaikan program diploma di Universitas Gadjah Mada Yogyakarta tahun 2007 dan menyelesaikan program sarjana di Universitas Pasundan Bandung tahun 2012, dengan mengambil program studi Teknik Mesin. Penulis kemudian melanjutkan program magister di Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya dengan bidang keahlian Manajemen Energi melalui program beasiswa kerjasama antara ITS Surabaya dan PT Pembangkitan Jawa Bali (PT. PJB).

Saat ini penulis bekerja di PT Pembangkitan Jawa Bali Unit Pembangkitan Cirata, sebuah perusahaan pembangkit listrik tenaga air yang terletak di Purwakarta, Jawa Barat. Penulis berharap tulisan ini dapat menambah ilmu dan wawasan serta bermanfaat bagi pengembangan penelitian selanjutnya. Saran dan kritik mengenai tulisan ini dapat dikirimkan melalui email: [hariyanto@ptpjb.com](mailto:hariyanto@ptpjb.com)