



TUGAS AKHIR - TM 091486

STUDI NUMERIK PENINGKATAN *COOLING PERFORMANCE* PADA *LUBE OIL COOLER GAS TURBINE* YANG DISUSUN SECARA SERI DAN PARALEL DENGAN VARIASI KAPASITAS ALIRAN *LUBE OIL*
(Studi Kasus PT. EMP Unit Bisnis Malacca Straits)

ANNIS KHOIRI WIBOWO
NRP 2110 100 067

Dosen Pembimbing
Bambang Arip Dwiyantoro, ST., M.Eng, Ph.D

JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2014



FINAL PROJECT - TM 091486

**NUMERICAL STUDY TO IMPROVE COOLING
PERFORMANCE FOR SERIES AND PARALLEL
ARRANGEMENTS OF LUBE OIL COOLER OF GAS
TURBINE WITH FLOW RATE LUBE OIL VARIATIONS
(Case Study of PT. EMP Unit Bisnis Malacca
Straits)**

**ANNIS KHOIRI WIBOWO
NRP 2110 100 067**

Supervisor
Bambang Arip Dwiyanoro, ST., M.Eng, Ph.D

*Mechanical Engineering Department
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2014*

STUDI NUMERIK PENINGKATAN *COOLING PERFORMANCE* PADA *LUBE OIL COOLER GAS TURBINE* YANG DISUSUN SECARA SERI DAN PARALEL DENGAN VARIASI KAPASITAS ALIRAN *LUBE OIL*

(Studi Kasus PT. EMP Unit Bisnis Malacca Straits)

Nama Mahasiswa : Annis Khoiri Wibowo
NRP : 2110 100 067
Jurusan : Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut : Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Dosen Pembimbing : Bambang Arip D., ST., M.Eng, Ph.D

ABSTRAK

Salah satu komponen pada gas turbine adalah lube oil cooler yang berfungsi sebagai heat exchanger untuk mendinginkan temperatur lube oil. Masih tingginya temperatur lube oil sebelum masuk gas turbine merupakan kegagalan lube oil cooler dalam menurunkan temperatur lube oil sehingga diperlukan improvement untuk meningkatkan efektifitas pendinginan lube oil cooler. Oleh karena itu dilakukan simulasi untuk melihat pengaruh pemasangan susunan tiga lube oil cooler secara seri dan paralel dengan variasi kapasitas lube oil terhadap performance lube oil cooler.

Pada penelitian ini dilakukan simulasi menggunakan studi Computational Fluid Dynamic (CFD) untuk mengetahui performance lube oil cooler. Simulasi dilakukan secara 3 dimensi dengan model turbulensi berupa $k-\epsilon$ RNG dengan solver pressure based solution. Tahap awal dilakukan pengambilan data dilapangan berupa data desain dan geometri lube oil cooler sebagai dasar pembuatan domain, serta data operasional sebagai acuan kondisi batas dalam proses simulasi. Dari data yang didapat kemudian dilakukan simulasi secara eksternal flow untuk

memperoleh nilai koefisien heat transfer pada masing-masing tube dan variasi kapasitas lube oil. Nilai koefisien heat transfer tersebut nantinya dijadikan nilai input pada tube untuk simulasi internal flow pada pemasangan susunan lube oil cooler secara seri dan paralel dengan variasi flow rate lube oil 30 gpm, 50 gpm, 74 gpm.

Dari hasil simulasi, flow ratio lube oil untuk masing-masing tube pada susunan lube oil cooler dipasang seri lebih seragam dari pada susunan lube oil cooler dipasang paralel, ditunjukkan dengan standard deviasi dari flow ratio masing-masing tube, pada kapasitas 50 gpm untuk susunan seri (0,46) lebih rendah daripada susunan paralel (0,75). Pada kapasitas 30 gpm, 50 gpm dan 74 gpm untuk susunan cooler seri secara berurutan memiliki standard deviasi flow ratio sebesar 0,33, 0,46 dan 0,55. Sehingga semakin kecil kapasitas lube oil, maka flow ratio lube oil masing-masing tube semakin seragam yang menyebabkan efektifitas pendinginan akan semakin baik. Susunan cooler dipasang seri menghasilkan efektifitas pendinginan yang lebih baik dibandingkan susunan paralel, ditunjukkan dengan rendahnya temperatur lube oil keluar cooler pada kapasitas 50 gpm sebesar 68,753°C untuk susunan cooler seri dan 72,575°C untuk susunan paralel, namun susunan cooler seri menghasilkan pressure drop yang lebih besar daripada susunan paralel. Pengoperasian kapasitas lube oil 30 gpm pada susunan cooler seri menghasilkan temperatur keluar cooler 62,8°C dan paralel sebesar 66,5°C. Kondisi tersebut telah memenuhi syarat temperatur lube oil sebelum masuk gas turbine dengan ketentuan temperatur inlet cooler dijaga konstan. Sehingga penurunan temperatur outlet dibandingkan dengan kondisi existing sebesar 5,5°C untuk susunan cooler seri dan 1,8°C untuk susunan cooler paralel.

Kata kunci : Studi Numerik; Lube Oil Cooler; Series and Parallel Arrangements; Uniformity; Fluent

**NUMERICAL STUDY TO IMPROVE COOLING
PERFORMANCE FOR SERIES AND PARALLEL
ARRANGEMENTS OF LUBE OIL COOLER OF GAS
TURBINE WITH FLOW RATE LUBE OIL VARIATIONS
(Case Study of PT. EMP Unit Bisnis Malacca Straits)**

Name : Annis Khoiri Wibowo
NRP : 2110 100 067
Department : Mechanical Engineering
Faculty of Industrial Technology
Institute : Sepuluh Nopember Institute of Technology
Supervisor : Bambang Arip Dwiyanoro, ST., M.Eng, Ph.D

ABSTRACT

One of the components of gas turbine is lube oil cooler that serves as a heat exchanger to cool the temperature of the lube oil. Still the high temperature of lube oil before entering the gas turbine is the failure of the lube oil cooler in lowering the temperature of the lube oil. So that needed improvement to increase the cooling effectiveness of lube oil cooler. Therefore simulations is conducted to see the influence of the installation of three lube oil cooler in series and parallel arrangement with the variation of capacity of lube oil to see lube oil cooler performance

The research was conducted simulation study of (CFD) Computational Fluid Dynamic to know the performance of lube oil cooler. The simulation is done in 3 dimensions with turbulence model $k-\epsilon$ RNG with a pressure-based solver solutions. The first step is taking of field data. There are consists of data design and lube oil cooler geometry as the basis for the creating of the domain, as well as operational data as a reference boundary condition in the process simulation. From the data obtained is then performed a simulation of externally flow to

obtain the value of the coefficient of heat transfer on each tube and lube oil capacity variation. The heat transfer coefficient value was later made into the input value on the tube for internal flow simulation on the installation of lube oil cooler in series and parallel arrangement with the variation of the flow rate of lube oil 30 gpm, 50 gpm, 74 gpm.

The results of this research that flow ratio of lube oil for each tube in the installation of the lube oil cooler are mounted series more uniform than parallel, this is indicated by the standard deviation of flow ratio in each tube, at a capacity of 50 gpm for a series arrangement (0.46) is lower than the parallel arrangement (0.75). The capacity of lube oil at 30 gpm, 50 gpm and 74 gpm for series arrangements sequentially has a standard deviation of flow ratio of 0.33, 0.46 and 0.55. So that the three coolers are installed in series arrangements produce cooling effectiveness better than the parallel arrangements, shown by the low temperature of lube oil cooler outlet at a capacity 50 gpm get temperatur outlet about 68.753 °C in series arrangements and 72.575 °C in parallel arrangements, but the series arrangement produces pressure drop greater than the parallel arrangement. The greater lube oil capacity in series or parallel arrangement, it will produce lube oil outlet temperature and pressure drop increases. The operation at 30 gpm lube oil capacity on the series arrangements produces temperature outlet about 62.8 °C and 66.5 °C in parallel arrangements. These conditions are qualified lube oil temperature before entering the gas turbine with the provisions of the same at inlet temperature cooler. So that the outlet temperature decrease if that is compared to the existing conditions at 5.5 °C for the series cooler arrangements and 1.8 °C for parallel cooler arrangements.

Kata kunci : Studi Numerik, Lube Oil Cooler, Series and Parallel Arrangements, Uniformity, Fluent

**STUDI NUMERIK PENINGKATAN COOLING
PERFORMANCE PADA LUBE OIL COOLER GAS
TURBINE YANG DISUSUN SECARA SERI DAN
PARALEL DENGAN VARIASI KAPASITAS ALIRAN
LUBE OIL (STUDI KASUS PT. EMP UNIT BISNIS
MALACCA STRAITS)**

TUGAS AKHIR

Diajukan untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Bidang Studi Konversi Energi
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya

Oleh :

ANNIS KHOIRI WIBOWO

NRP. 2110 100 067

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Bambang Arip D., ST., M.Eng., Ph.D.
(NIP. 197804012002121001) (Pembimbing)
2. Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsan, M.Eng.
(NIP. 195310191979031002) (Penguji I)
3. Ary Bachtiar K. P., ST., MT., Ph.D.
(NIP. 197105241997021001) (Penguji II)
4. Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh W., ME.
(NIP. 195312191981031001) (Penguji III)

**SURABAYA
JULI, 2014**

KATA PENGANTAR

Assalaamu'alaikum Wr. Wb.

Puji dan syukur penulis ucapkan kepada Allah SWT, Tuhan semesta alam, karena atas nikmat dan karunia-Nya, penulis dapat menyelesaikan pendidikan sarjana teknik dan menyelesaikan tugas akhir ini. Shalawat dan salam penulis ucapkan juga kepada Nabi Muhammad SAW yang telah mengajarkan tentang islam sebagai pedoman kehidupan hingga akhir zaman untuk tetap beriman dan bertaqwa kepada Allah SWT. Dalam pengerjaan tugas akhir ini, penulis mendapatkan bantuan dari berbagai pihak. Untuk itu, pada halaman ini, penulis memberikan rasa hormat serta terima kasih kepada :

1. Bambang Arip Dwiyantoro, ST., M.Eng, Ph.D, sebagai dosen pembimbing tugas akhir yang telah memberikan ide, motivasi dan pembelajaran mengenai pola pikir bagi penulis.
2. Prof. Ir. Djatmiko Ichساني M.Sc., Dr. Ary Bachtiar ST., M.Sc., dan Dr. Ir. Budi Kukuh Utomo W. ME. sebagai dosen pembahas tugas akhir yang telah memberikan kritik dan saran dalam mengerjakan tugas akhir ini, serta pembelajaran mengenai bersikap dan berinteraksi sebagaimana pribadi seorang *engineer* bagi penulis.
3. Wahyu Wijanarko, ST, M.Sc., sebagai dosen wali yang telah memberikan motivasi dan arahan selama penulis menempuh pendidikan sarjana di kampus Teknik Mesin ITS.
4. Sukirno dan surmiatun, sebagai ayah dan ibu yang memberikan pembelajaran hidup kepada penulis dan doa yang selalu dipanjatkan, serta atas seluruh keringat dan usaha beliau yang tak akan pernah tergantikan bagi penulis. Gelar sarjana yang diperoleh penulis, ditujukan kepada kedua orang tuanya tersebut.
5. Kapa Cossa J. ST. sebagai pembimbing selama tugas akhir di EMP. Serta rekan-rekan devisi operation diantaranya Bapak Imam Wahyudi, Bapak Kusnu Budi H. Mas Sugeng, Mas Ari Antono, Pak Agus Gangsar, dan rekan-rekan lainnya.

6. Dek Silvy, Puspita dan adek-adek yayasan Al-Kahfi, sebagai sahabat penulis yang selalu memberikan motivasi dan doa. Terima kasih atas doa yang kalian berikan.

7. Atik, sebagai rekan kerja tugas akhir. Terimakasih untuk setiap diskusi, kerjasama, komunikasi, kesenangan, kesedihan, dan kebersamaan. Semoga kuliahnya S2 lancar, sukses untuk tesisnya.

8. Sahabat penulis dalam perjuangan sidang tugas akhir September 2014, diantaranya mas Uza, Reza, Resky, Edo, Ruri, Mumu, Mas Gundul, Nenek, El, Risti, Arifa, Nafi, Dani, Mas Ucup, Imam, Fina, Terima kasih untuk setiap diskusi, tertawa dan bercanda, serta keluh kesah bersama.

9. Rekan-rekan Tugas Akhir EMP periode Februari sampai Mei 2014, diantaranya Ibad, Nyoman, Fahmi, Wilda, dan Atok. Terima kasih atas diskusi, tertawa dan bercanda, serta keluh kesah bersama.

10. Keluarga laboratorium Perpindahan Panas dan Massa, Teknik Mesin ITS, yang tidak dapat disebutkan satu-persatu, mulai dari M52, M53, dan M54 serta mas Erdien. Untuk tiap kebersamaan keluarga yang dirasakan oleh penulis selama di laboratorium.

11. Keluarga M53, keluarga dimana penulis melalui kebersamaan dan keakraban mulai dari pengkaderan hingga masa tua nanti. Semoga tetap harmonis, dan menjadi cerminan generasi tumpuan bangsa.

12. Seluruh civitas akademika Teknik Mesin FTI ITS dan Serikat Merah Rakyat Mesin.

Pada akhirnya, penulis berharap semoga tugas akhir ini bermanfaat bagi pembaca, khususnya bagi kalangan akademisi.

Wassalaamu'alaikum Wr. Wb.

Surabaya, Agustus 2014

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	
TITLE PAGE	
HALAMAN PENGESAHAN	
ABSTRAK	
ABSTRACT	
KATA PENGANTAR	i
DAFTAR ISI	iii
DAFTAR GAMBAR	vii
DAFTAR TABEL	xiii
DAFTAR SIMBOL	xv
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan Masalah	4
1.3 Batasan Masalah	4
1.4 Tujuan	5
1.5 Manfaat	5
1.6 Sistematika Penulisan	6
BAB II TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI	7
2.1 Tinjauan Pustaka	7
2.2 Dasar Teori	14
2.2.1 <i>Lube Oil Cooler</i>	14
2.2.2 <i>Heat Exchanger</i>	18
2.2.3 <i>Compact Heat Exchanger</i>	20
2.2.4 <i>Tinjauan Termodinamika dan Perpindahan Panas</i>	21
2.2.5 <i>Numerical Modeling</i>	23
BAB III METODOLOGI	27
3.1 Tahapan Penelitian	27
3.2 <i>Flowchart</i> Penelitian	29

3.3	Data Aktual	31
3.4	Tahapan Pemodelan dan Simulasi	33
3.4.1	Pemodelan dan Simulasi Eksternal Flow	35
3.4.1.1	<i>Pre-Processing</i>	35
3.4.1.2	<i>Processing</i>	37
3.4.1.3	<i>Post-Processing</i>	37
3.4.2	Pemodelan dan Simulasi Susunan Cooler Seri-Paralel (Internal Flow)	38
3.4.2.1	<i>Pre-Processing</i>	38
3.4.2.2	<i>Processing</i>	42
3.4.2.3	<i>Post-Processing</i>	44
BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN		47
4.1	Nilai Koefisien <i>Heat Transfer</i> pada Sisi <i>Eksternal Flow</i>	47
4.2	Posisi dan Cara Pengambilan Data pada Simulasi Internal Flow	50
4.3	Validasi Kondisi <i>Existing</i>	52
4.4	Hasil Simulasi <i>Susunan Lube Oil Cooler</i> secara Seri	55
4.4.1	Hasil Simulasi Distribusi <i>Flow Ratio</i>	57
4.4.2	Analisa Tekanan	63
4.4.3	Analisa Temperatur	66
4.5	Hasil Simulasi <i>Susunan Lube Oil Cooler</i> secara Paralel	70
4.5.1	Hasil Simulasi Distribusi <i>Flow Ratio</i>	72
4.5.2	Analisa Tekanan	79
4.5.3	Analisa Temperatur	82
4.6	Perbandingan Hasil Simulasi <i>Susunan Lube oil Cooler</i> secara Seri Dan Paralel	85
4.6.1	Analisa Distribusi <i>Flow Ratio</i> pada masing- masing <i>Tube</i>	85
4.6.2	Analisa Tekanan	88
4.6.3	Analisa Temperatur	89
4.6.4	Perbandingan <i>Cooling Load</i> pada <i>Susunan</i> Seri dan Paralel	91

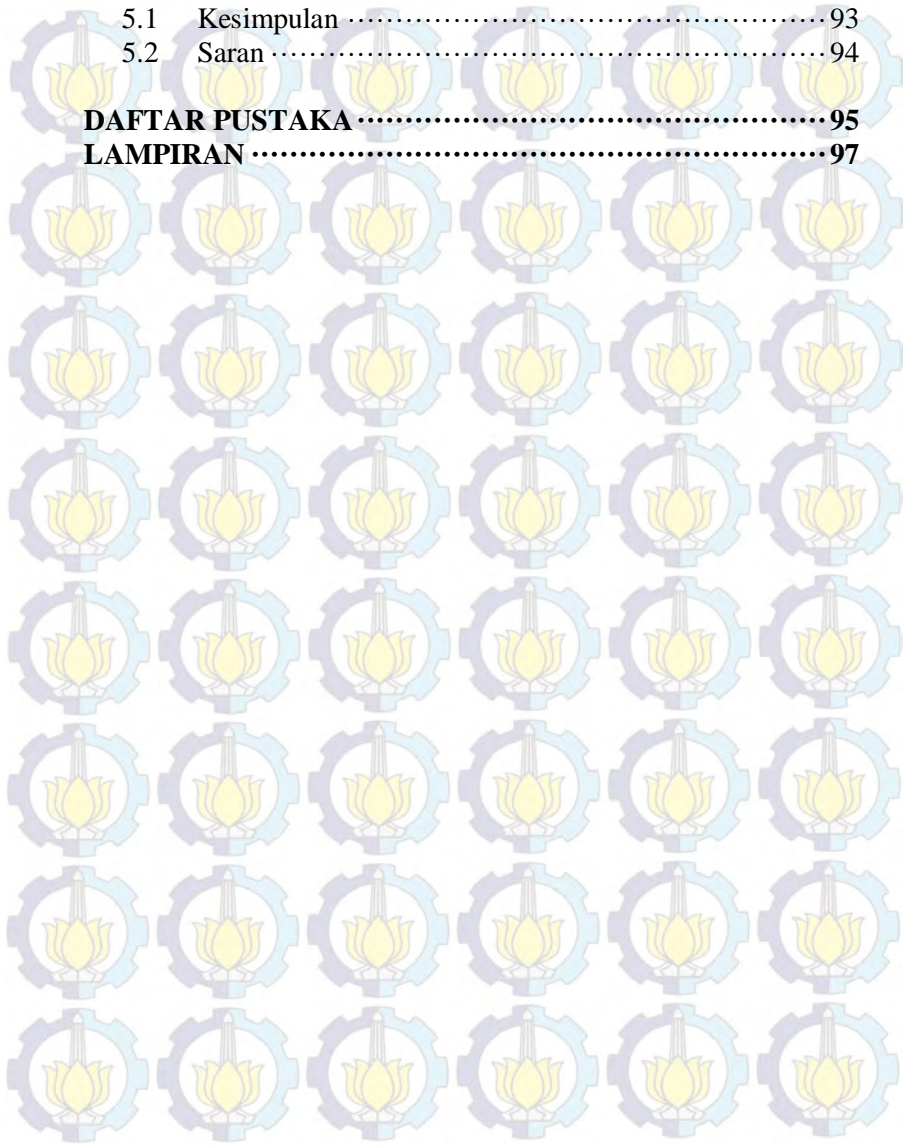
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN 93

5.1 Kesimpulan 93

5.2 Saran 94

DAFTAR PUSTAKA 95

LAMPIRAN 97





DAFTAR TABEL

Tabel 3.1	Geometri <i>Lube Oil Cooler</i>	31
Tabel 3.2	Pengambilan Data dan Perkiraan Nilai Temperatur <i>Wall Tube</i> pada Sisi <i>Eksternal</i>	32
Tabel 3.3	Data Performance Test <i>Lube Oil Cooler</i> bulan maret 2014	32
Tabel 3.4	Kondisi batas pada simulasi <i>Eksternal Flow</i> pada susunan <i>tube</i>	36
Tabel 3.5	Kondisi Batas pada Simulasi Internal Flow	41
Tabel 3.6	Spesifikasi Material <i>Lube Oil</i>	43
Tabel 4.1	Perbandingan nilai rata-rata koefisien perpindahan panas pada susunan <i>cooler</i> seri dan paralel dengan variasi kapasitas <i>lube oil</i>	50
Tabel 4.2	Perbandingan hasil simulasi terhadap data aktual pada kondisi <i>existing</i>	54
Tabel 4.3	Standard Deviasi <i>Flow Ratio</i> Pada Masing-Masing <i>Cooler</i> Dan Variasi Kapasitas Aliran <i>Lube Oil</i>	62
Tabel 4.4	Standard Deviasi <i>Flow Ratio</i> Pada Masing-Masing <i>Cooler</i> Dan Variasi Kapasitas Aliran <i>Lube Oil</i> untuk Susunan <i>Cooler</i> Paralel	78
Tabel 4.5	Standard Deviasi <i>Flow Ratio</i> terhadap Variasi Kapasitas Aliran <i>Lube Oil</i> pada Susunan <i>Cooler</i> dipasang Secara Seri dan Paralel.	87



Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR SIMBOL



A	Luasan permukaan
C_p	Kalor spesifik
D_h	Diameter hidrolis
d	Diameter
f	Friction factor
ε	Efektifness
h	Koefisien konveksi atau koefisien perpindahan panas
Q	Laju aliran volumetric atau debit
Nu	Nusselt Number
N_T	Jumlah Tube
Re	Reynolds Number
Pr	Prandlt Number
U	Overall koefisien heat transfer
k	Konduktifitas termal material
\dot{m}	Laju aliran massa
q''	Heat flux
μ	viskositas dinamik
β	Flow ratio
Φ	Uniformity / standard deviasi flow ratio
ρ	Massa jenis
ν	Viskositas kinematik



Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR GAMBAR

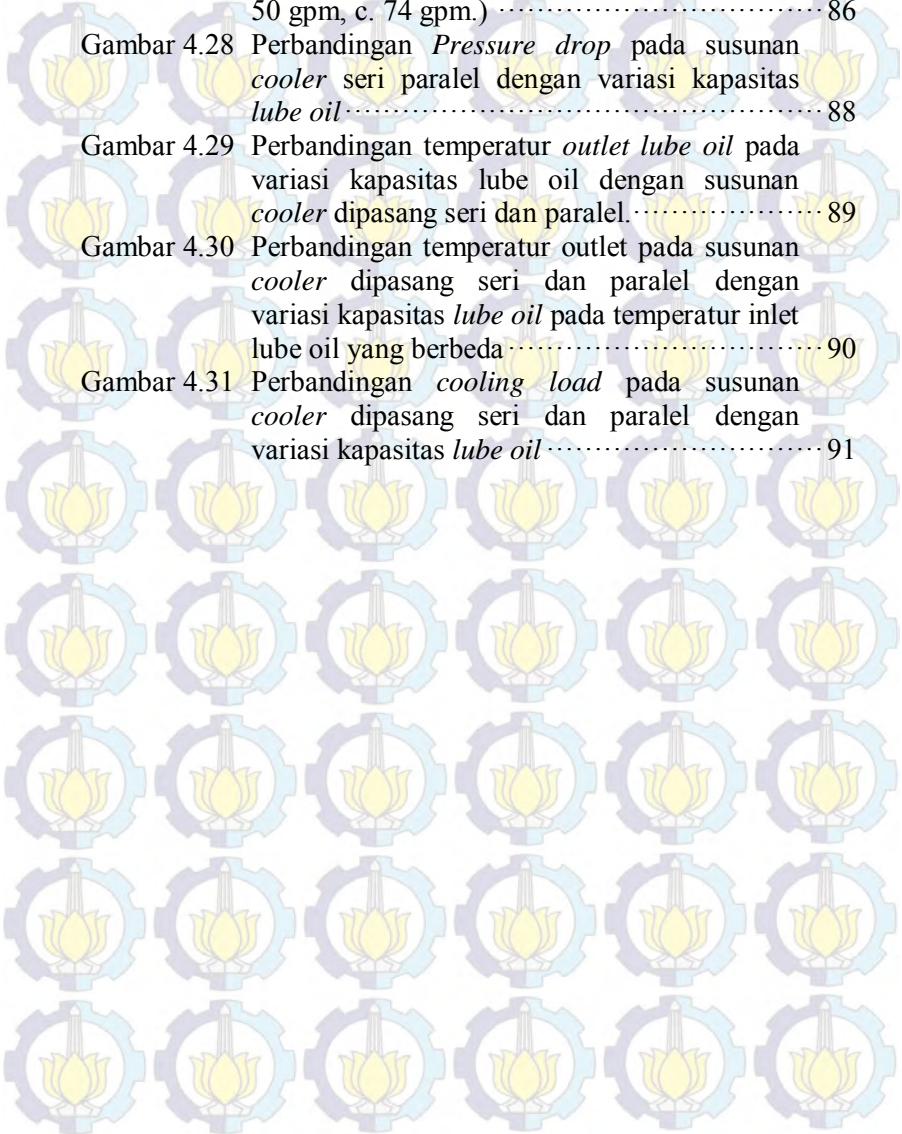
Gambar 1.1	Lokasi eksplorasi EMP Malacca Strait S.A	1
Gambar 2.1	Geometri <i>compact heat exchanger type-U</i>	7
Gambar 2.2	Modifikasi header (a) <i>Multi-step blocker</i> (b) <i>trapezoidal blocker</i> (c) <i>baffle plate</i> (d) <i>baffle tube modified headers</i> dengan $L=90\text{mm}$, $t=3.5\text{mm}$, $d=3\text{mm}$ [3].....	8
Gambar 2.3	Hasil contour (a). <i>Pressure</i> (b). <i>Velocity flow</i> pada <i>original design</i> dengan dimensi $t=3,5\text{ mm}$, $d_1= 3\text{ mm}$, $Q=2\text{L/min}$, $L=90\text{ mm}$ [3].	8
Gambar 2.4	Hasil contour (a). <i>Pressure</i> (b). <i>Velocity flow</i> pada <i>optimaze design</i> dengan dimensi hasil LMM [3]......	8
Gambar 2.5	(a) Grafik komparasi <i>flow ratio</i> pada <i>optimal design</i> dengan kondisi <i>existing</i> (b).Distribusi <i>flow ratio</i> dengan <i>variasi flow rate</i> pada <i>optimal design</i> (c) Distribusi <i>flow ratio</i> pada kondisi <i>existing</i> dengan <i>variasi desain header</i> [3].	9
Gambar 2.6	<i>Meshing</i> pada susunan <i>tube</i> [4]......	11
Gambar 2.7	Grafik <i>Nusselt number</i> terhadap jarak dengan <i>variasi reynolds number</i> (a) 25 (b)100 dan (c) 250 [4]	11
Gambar 2.8	Geometri <i>domain</i> kondisi <i>existing</i>	12
Gambar 2.9	(A) Kontur kecepatan, kontur tekanan, dan <i>pathline</i> kondisi <i>existing</i> , (B) Kontur kecepatan, kontur tekanan, dan <i>pathline</i> modifikasi [5].	13
Gambar 2.10	(a). <i>Flow rate ratio</i> kondisi <i>existing</i> $L = 90\text{ mm}$, (b). <i>flow rate ratio</i> modifikasi $L = 120\text{ mm}$ pada setiap <i>tube</i> [5].	13
Gambar 2.11	<i>Lube Oil Cooler Hayden manufacturer</i> [6]	14

Gambar 2.12	<i>Lube oil Schematic system gas turbine [1].</i>	16
Gambar 2.13	<i>Simple Lube oil Schematic system</i>	18
Gambar 2.14	Jenis <i>Compact Heat Exchanger</i> [8].	20
Gambar 2.15	Blok diagram simulasi dengan CFD [11].	24
Gambar 3.1	<i>Flowchart penelitian</i>	30
Gambar 3.2	Proses flow simulasi Computational Fluid Dynamics	34
Gambar 3.3	Susunan <i>tube staggered Lube Oil Cooler TT-318</i> tampak depan	35
Gambar 3.4	Gambar potongan susunan <i>tube</i> secara isometri 3 dimensi dan penentuan kondisi batas pada domain yang dibuat.	35
Gambar 3.5	Meshing pada domain susunan tube untuk simulasi <i>eksternal flow</i>	37
Gambar 3.6	Bentuk dan desain <i>Lube Oil Cooler</i>	38
Gambar 3.7	Skema Rangkaian <i>Lube Oil Cooler</i> , Seri (A), Paralel (B).	39
Gambar 3.8	Domain untuk simulasi internal flow	40
Gambar 3.9	Model geometri dan meshing untuk masing-masing susunan <i>cooler</i> pada gambit.	42
Gambar 4.1	Nilai rata-rata koefisien heat transfer masing-masing baris <i>tube</i> dengan variasi kapasitas <i>lube oil</i> pada susunan <i>lube oil cooler</i> seri.	47
Gambar 4.2	Nilai rata-rata koefisien heat transfer masing-masing baris <i>tube</i> dengan variasi kapasitas <i>lube oil</i> pada susunan <i>lube oil cooler</i> paralel.	49
Gambar 4.3	Posisi pengambilan data pada <i>iso-surface</i> susunan <i>cooler</i>	51
Gambar 4.4	Posisi pengambilan <i>flow rate</i> pada masing – masing <i>tube</i> dan <i>cooler</i>	51
Gambar 4.5	a. Kontur Static Pressure (Pa), b. Velocity Magnitude (m/s), c. dan Statik Temperatur (°C) pada kondisi <i>existing</i>	53
Gambar 4.6	<i>Iso-surface</i> (a). Kontur kecepatan (cm/s), (b). Kontur Tekanan (Pa), (c). Kontur Temperatur	

	(°C), (d). <i>Pathline</i> (cm/s) pada <i>header inlet cooler</i> pertama untuk susunan <i>cooler</i> seri dengan kapasitas 50 gpm.	56
Gambar 4.7	<i>Iso-surface</i> kontur kecepatan (m/s) pada masing-masing susunan <i>tube</i> dan <i>cooler</i> pada kapasitas 50 gpm.	57
Gambar 4.8	Distribusi <i>flow ratio lube oil</i> pada kapasitas 50 gpm pada masing-masing <i>tube</i> untuk masing-masing baris (a) dan masing-masing <i>cooler</i> (b) dengan susunan <i>cooler</i> dipasang seri.	58
Gambar 4.9	<i>Iso-surface</i> kontur kecepatan (m/s) pada variasi kapasitas <i>lube oil</i>	60
Gambar 4.10	Distribusi <i>flow ratio lube oil</i> pada susunan <i>cooler</i> seri dengan variasi kapasitas <i>lube oil</i>	61
Gambar 4.11	Kontur tekanan statik (Pa) pada baris tengah (<i>iso-surface</i>) dengan variasi kapasitas <i>lube oil</i>	63
Gambar 4.12	Distribusi tekanan statik <i>lube oil</i> pada susunan <i>tube</i> untuk susunan <i>cooler</i> seri terhadap sumbu-x (cm).	64
Gambar 4.13	Grafik distribusi penurunan tekanan statik pada posisi inlet-outlet masing-masing <i>cooler</i> pada susunan <i>cooler</i> seri dengan variasi kapasitas <i>flow rate lube oil</i>	65
Gambar 4.14	<i>Iso-surface</i> kontur temperatur pada baris tengah (+y = 0 cm) pada susunan <i>cooler</i> seri dengan variasi kapasitas <i>lube oil</i>	66
Gambar 4.15	(a). Grafik distribusi temperatur pada posisi inlet-outlet masing-masing <i>cooler</i> , (b). Grafik temperatur outlet fungsi variasi kapasitas <i>lube oil</i> pada susunan <i>cooler</i> seri.	68
Gambar 4.16	<i>Iso-surface</i> (a). Kontur kecepatan (m/s), (b). Kontur Tekanan (Pa), (c). Kontur Temperatur (°C), (d). <i>Pathline</i> (m/s) pada <i>header inlet</i>	

	<i>cooler</i> ketiga untuk susunan <i>cooler</i> paralel dengan kapasitas 50 gpm.	71
Gambar 4.17	Iso surface kontur kecepatan (m/s) susunan cooler paralel pada masing-masing baris tube dan cooler pada kapasitas 50 gpm.	72
Gambar 4.18	Distribusi <i>flow ratio</i> pada kapasitas 50 gpm dengan susunan <i>cooler</i> dipasang paralel (a). Cooler 1, (b). Cooler 2, (c). Cooler 3.	74
Gambar 4.19	<i>Iso-surface</i> kontur kecepatan (m/s) pada susunan <i>cooler</i> paralel dengan variasi kapasitas <i>lube oil</i>	76
Gambar 4.20	Distribusi <i>flow ratio</i> masing-masing <i>tube</i> pada susunan <i>cooler</i> paralel dengan variasi kapasitas <i>lube oil</i>	77
Gambar 4.21	<i>Iso-surface</i> ($y=0$ cm) kontur statik <i>pressure</i> (Pa) pada variasi kapasitas <i>lube oil</i> pada susunan <i>cooler</i> paralel	79
Gambar 4.22	Distribusi tekanan statik <i>lube oil</i> pada susunan tube untuk susunan <i>cooler</i> paralel terhadap sumbu-x (cm).	80
Gambar 4.23	Tekanan statik pada posisi inlet-outlet susunan <i>cooler</i> paralel dengan variasi kapasitas <i>lube oil</i>	81
Gambar 4.24	<i>Iso-Surface</i> kontur Temperatur ($^{\circ}\text{C}$) dengan variasi kapasitas <i>lube oil</i> pada susunan <i>cooler</i> paralel.	82
Gambar 4.25	Grafik temperatur rata-rata <i>lube oil</i> pada masing-masing <i>cooler</i> dengan variasi kapasitas <i>lube oil</i>	83
Gambar 4.26	Grafik temperatur <i>outlet lube oil</i> terhadap variasi kapasitas <i>lube oil</i> pada susunan <i>cooler</i> dipasang paralel.	84
Gambar 4.27	Perbandingan <i>flow ratio</i> masing-masing <i>tube</i> pada susunan <i>lube oil cooler</i> seri dan paralel	

	dengan variasi kapasitas <i>lube oil</i> .(a. 30 gpm, b. 50 gpm, c. 74 gpm.)	86
Gambar 4.28	Perbandingan <i>Pressure drop</i> pada susunan <i>cooler</i> seri paralel dengan variasi kapasitas <i>lube oil</i>	88
Gambar 4.29	Perbandingan temperatur <i>outlet lube oil</i> pada variasi kapasitas lube oil dengan susunan <i>cooler</i> dipasang seri dan paralel.	89
Gambar 4.30	Perbandingan temperatur outlet pada susunan <i>cooler</i> dipasang seri dan paralel dengan variasi kapasitas <i>lube oil</i> pada temperatur inlet lube oil yang berbeda	90
Gambar 4.31	Perbandingan <i>cooling load</i> pada susunan <i>cooler</i> dipasang seri dan paralel dengan variasi kapasitas <i>lube oil</i>	91





Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Negara Indonesia merupakan negara yang memiliki sumber daya alam yang melimpah. Salah satu kekayaan yang dimiliki adalah ketersediaan *crude oil* atau minyak bumi sebagai sumber bahan bakar mentah. Perusahaan-perusahaan minyak dan gas sebagai produser minyak dalam proses operasinya memerlukan *supply* energi listrik untuk beroperasinya peralatan produksi dan equipment lainnya. EMP Malacca Strait S.A. merupakan perusahaan minyak dan gas sebagai Kontraktor Kontrak Kerjasama SKK MIGAS (KKKS SKK MIGAS) di *Malacca Strait* PSC yang telah beroperasi sejak tahun 1984. Perusahaan *EMP Malacca Strait* ini berada di Pulau Padang Kecamatan Merbau, Kabupaten Kepulauan Meranti Provinsi Riau. Usaha dan atau kegiatan EMP Malacca Strait S.A. berada pada koordinat 102°58.98" LU dan 102°17'46.5" BT. Peta lokasi usaha dan atau kegiatan eksplorasi dan produksi migas EMP Malacca Strait S.A. ditunjukkan pada Gambar 1.1 di bawah ini.



Gambar 1.1 Lokasi eksplorasi EMP Malacca Strait S.A.

Malacca Strait S.A. memanfaatkan *source* berupa natural gas untuk proses pembangkitan tenaga listrik. Proses pembangkitannya menggunakan Centaur Gas Turbine tipe T40 dengan kapasitas 2 MW sebanyak 6 Gas turbine. Pembangkit Listrik Tenaga Gas menjadi pilihan alternatif yang banyak digunakan dalam dunia industri khususnya industri migas disamping kompak dan praktis, penggunaan gas turbin tidak memakan banyak tempat. Prinsip kerja dari turbin gas adalah mengubah energi kinetik menjadi energi mekanik yang akan menggerakkan generator. Putaran yang dihasilkan sudu-sudu turbin dapat mencapai ribuan rpm (*rotation per minute*) sehingga dari putaran-putaran tersebut menimbulkan panas pada bearing kompresor, turbin dan generator maupun pada sistem power *drivetrain* pada gearbox, oleh karena itu untuk komponen gas turbin perlu adanya pendinginan dan pelumasan [2]. Proses pendinginan dan pelumasan Gas Turbin EMP Malacca Straits SA menggunakan *Lube oil cooler manufacture* dari Hayden. *Lube oil cooler* merupakan merupakan salah satu kelengkapan peralatan gas turbin. *Lube oil system* berfungsi untuk melakukan pelumasan, pendinginan dan media pembersih partikel-partikel yang masuk kedalam gas turbin secara kontinu pada komponen gas turbin [1].

Sistem pelumasan dalam gas turbin adalah syarat mutlak untuk memastikan system lubrikasi (pelumasan) berjalan normal, karena jika pelumasan tidak berjalan normal akibat fatal akan terjadi pada gas turbine. Fungsi pendinginan pada *lube lube oil system* adalah untuk membawa energi panas atau media pendingin dari gesekan-gesekan (*friction*) komponen gas turbin seperti bearing dan gearbox. Temperature *lube oil* sebelum masuk gas turbin harus sesuai dengan kondisi temperatur yang diijinkan yaitu dibawah 170 °F. Jika dalam operasinya temperature *lube oil* masuk gas turbin lebih besar atau sama dengan 170°F maka indikator alarm akan berbunyi hingga pada temperatur *lube oil* 180°F secara otomatis engine akan shutdown. Pada kondisi operasi normal temperature *lube oil* sekitar 130°F-160°F untuk proses pendinginan dan pelumasan, Oleh karena itu diperlukan

lube oil cooler sebagai *heat exchanger* untuk mendinginkan temperature *lube oil* yang telah membawa energi panas dari gesekan-gesekan komponen gas turbin. Namun pada kondisi aktualnya temperatur keluar *lube oil* dari *lube oil cooler* harus dibawah 155°F atau sekitar 68,3°C. Hal tersebut disebabkan sebelum masuk ke dalam gas turbine dan generator, temperatur *lube oil* akan naik karena *enclosure in thermal radiation* di dalam gas turbin yang lebih tinggi [1].

Lube oil cooler yang digunakan oleh EMP Malacca Strait merupakan *heat exchanger tipe cross flow* yang menukarkan panas yang dibawa oleh fluida oli dari komponen-komponen gas turbin dengan temperatur udara lingkungan melalui konveksi paksa oleh fan. Jenis *heat exchanger* pada *lube oil cooler* merupakan tipe *compact heat exchanger*. Pemasangan instalasi seri atau paralel pada 3 buah *lube oil cooler* menyebabkan perbedaan *uniformity flow rate* pada masing-masing *tube*. Tingkat *uniformity flow rate* pada masing-masing tube mempengaruhi efektifitas perpindahan panas. Seperti yang telah diketahui bahwa semakin *uniform flow rate* yang masuk pada masing-masing tube maka efisiensi perpindahan panas akan semakin baik, sehingga temperatur keluaran *cooler* akan jadi lebih rendah. oleh karena itu pemasangan *lube oil cooler* secara seri atau paralel diduga sangat menentukan efektifitas perpindahan panas dari *heat exchanger* tersebut. Sehingga untuk mengetahui efektifitas *cooling performance* dari masing-masing instalasi *lube oil cooler* maka dilakukan simulasi *heat exchanger* dengan menggunakan software fluent untuk mengetahui instalasi mana yang lebih baik menurunkan temperatur keluar dari ketiga *cooler* (*heat exchanger*). Proses simulasi dicoba dengan memvariasikan pengaruh *flow rate lube oil* sebagai fluida panas yang mempengaruhi *cooling performance* dari *lube oil cooler*. Karakteristik dan besarnya perpindahan panas dapat diidentifikasi dengan mengetahui distribusi temperatur lokal, *uniformity flow rate* dan temperatur outlet akhir pada 3 *lube oil cooler*. Untuk

mengetahui pengaruhnya maka dilakukan studi numerik melalui simulasi komputasi fluida.

1.2 Perumusan Masalah

Pada penelitian tugas akhir ini akan dilakukan simulasi instalasi seri dan paralel pada 3 buah *lube oil cooler* dengan susunan *tube staggered* 3 row dan 18 coloum untuk menentukan efektifitas perpindahan panas, *uniformity flowrate* dan temperatur keluaran dari masing-masing instalasi. Simulasi numerik *lube oil cooler* dilakukan dengan variasi *flow rate lube oil* terhadap efektifitas pemasangan instalasi seri-paralel pada *Lube oil cooler*. Fenomena perpindahan panas pada masing-masing instalasi *lube oil cooler* dapat diketahui berdasarkan distribusi temperatur, koefisien perpindahan panas dan distribusi *flow rate* pada masing-masing *tube*. Dari hasil tersebut dapat dianalisa perpindahan panas yang terjadi pada *lube oil cooler*.

1.3 Batasan Masalah

Pada pemodelan ini digunakan beberapa batasan masalah. Beberapa batasan masalah dan ruang lingkup antara lain:

1. Fluida kerja yang mengalir pada celah antar *fin* adalah fluida dingin berupa udara yang dimodelkan sebagai gas ideal, dan yang mengalir pada *tube* berupa fluida panas (*lube oil*) propertinya konstan
2. Pemodelan 3 dimensi pada susunan *tube* (eksternal flow) digunakan untuk mengetahui nilai koefisien *heat transer* pada *tube* terhadap variasi kapasitas *lube oil* yang akan jadi nilai input pada simulasi 3 dimensi susunan *lube oil cooler* seri-paralel
3. Aliran udara melalui *tube* dengan *straight fin*.
4. Profil kecepatan pada sisi inlet fluida panas (*lube oil*) dan fluida dingin (udara) *uniform*.
5. Kondisi operasi *lube oil* dalam *tube* diasumsikan *steady state* dan *incompressible flow*
6. Temperatur *surface wall* pada *tube* dan *fin* pada masing-masing *cooler* dianggap *uniform* pada setiap variasi *flow*

rate lube oil. Dengan pengambilan data berupa rata-rata temperatur masing-masing tube dan masing-masing cooler

7. Perpindahan panas antara fluida dingin, *tube* dan fluida panas terjadi secara konveksi dan konduksi dengan mengabaikan perpindahan panas secara radiasi.
8. Pemodelan menggunakan simulasi computational fluid dynamic (CFD) dengan software fluent 6.3.26 dan gambit 2.4.6 dengan pemilihan model pressure based solution dan *turbulent model k-ε RNG* untuk simulasi *internal flow* dan *k-ε Standard* untuk simulasi *eksternal flow*.

1.4 Tujuan

Tujuan yang dapat diperoleh dari penelitian ini, yaitu :

1. Menentukan pemasangan instalasi seri atau paralel pada *lube oil cooler* sebagai proses pendinginan..
2. Mengetahui pengaruh variasi kapasitas *lube oil* sebagai fluida panas terhadap temperatur lube oil keluar *cooler* dan *pressure drop* pada pemasangan masing-masing instalasi *lube oil cooler*.
3. Mengetahui pengaruh susunan *lube oil cooler* seri-paralel dan kapasitas lube oil terhadap *uniformity flowrate* pada setiap *tube*.
4. Mengetahui fenomena perpindahan panas pada *Lube oil cooler Gas Turbine* dengan melihat distribusi temperatur dan *flow rate* pada masing-masing *tube lube oil cooler*.

1.5. Manfaat

Manfaat yang dapat diperoleh dari penelitian ini, yaitu;

1. Memperdalam pemahaman dalam bidang ilmu perpindahan panas khususnya pada analisa *heat exchanger*.
2. Memberikan pengetahuan dan pengalaman dalam penggunaan software pada kondisi nyata diperusahaan dengan penggunaan CFD (*Computational Fluid*

Dynamic) untuk menyelesaikan permasalahan pada *heat exchanger* untuk *lube oil cooler*.

3. Memberikan solusi alternative dan rekomendasi dalam menyelesaikan permasalahan system pendinginan pada *Gas Turbine* EMP Malacca strait
4. Memberikan pemahaman mengenai variabel-variabel yang mempengaruhi proses perpindahan panas

1.5 Sistematika Penulisan

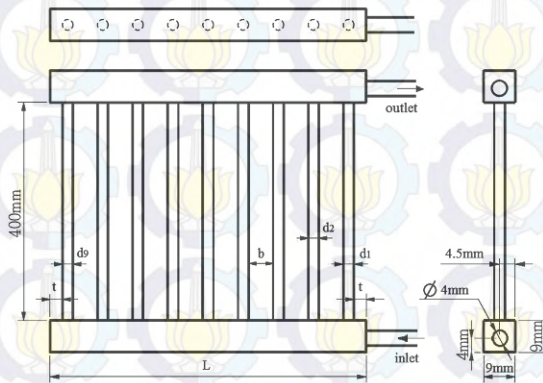
Adapun sistematika dalam penyusunan laporan untuk penelitian ini, terbagi dalam beberapa bab sebagai berikut :

1. **BAB I PENDAHULUAN**
Berisi mengenai latar belakang, perumusan masalah, batasan masalah, tujuan dan manfaat, serta sistematika penulisan dari tugas akhir ini.
2. **BAB II TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI**
Berisi mengenai beberapa informasi dan kajian teori, serta penelitian terdahulu, yang berkaitan dengan simulasi pembakaran *natural gas*.
3. **BAB III METODOLOGI**
Berisi mengenai prosedur penelitian tugas akhir ini, meliputi pengambilan dan pengolahan data, serta tahapan simulasi mulai dari *pre-processing*, *processing*, dan *post-processing* dalam menggunakan *software* GAMBIT dan ANSYS FLUENT.
4. **BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN**
Berisi mengenai analisa dan pembahasan mengenai data yang diperoleh dari hasil simulasi secara kualitatif dalam bentuk kontur, dan secara kuantitatif dalam bentuk grafik maupun tabel.
5. **BAB V KESIMPULAN DAN SARAN**
Berisi mengenai kesimpulan analisa dan pembahasan mengenai hasil simulasi. Selain itu, terdapat juga saran untuk pengembangan lebih lanjut yang dapat dilakukan dari adanya penelitian ini.

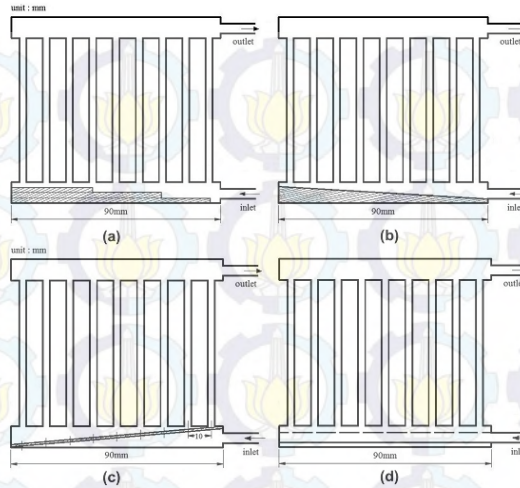
BAB II TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI

2.1 Tinjauan Pustaka

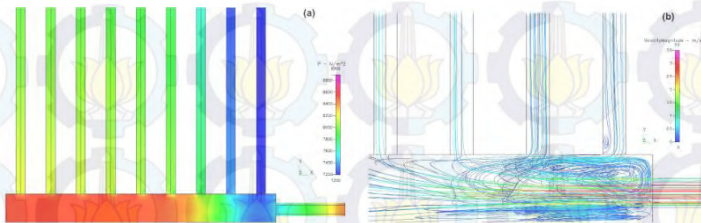
Ada beberapa penelitian terdahulu yang dapat dijadikan pertimbangan dalam simulasi *Lube Oil Cooler*. Antara lain sebagai berikut. Cheng-Hung Huang dan Chun-Hsien Wang [3] dalam penelitian yang berjudul “*The study on the improvement of system uniformity flow rate for U-type compact heat exchangers*” dilakukan simulasi 2D mengenai keseragaman *flow rate* yang masuk dalam *tube* pada suatu *compact Heat exchanger*. Tingkat keseragaman *flow rate* berpengaruh terhadap efektifitas perpindahan panas yang terjadi. Semakin seragam *flow rate* yang masuk didalam tube maka efektifitas perpindahan panasnya akan semakin baik. Pada penelitian ini menggunakan software CFD ACE+ serta menggunakan metode optimasi LMM untuk menentukan keseragaman *flow rate* optimal yang bisa dicapai. Hasil optimasi dari metode LMM nantinya menentukan ukuran masing-masing *tube* untuk memperoleh keseragaman *flow rate* masing-masing tube yang paling baik. Geometri dan bentuk *compact heat exchanger type U* digambarkan pada gambar 2.1 serta modifikasi *header* digambarkan pada gambar 2.2



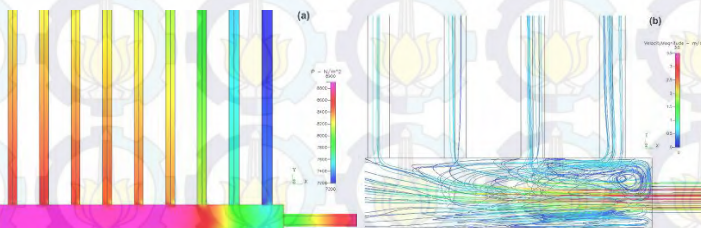
Gambar 2.1 Geometri *compact heat exchanger type-U*



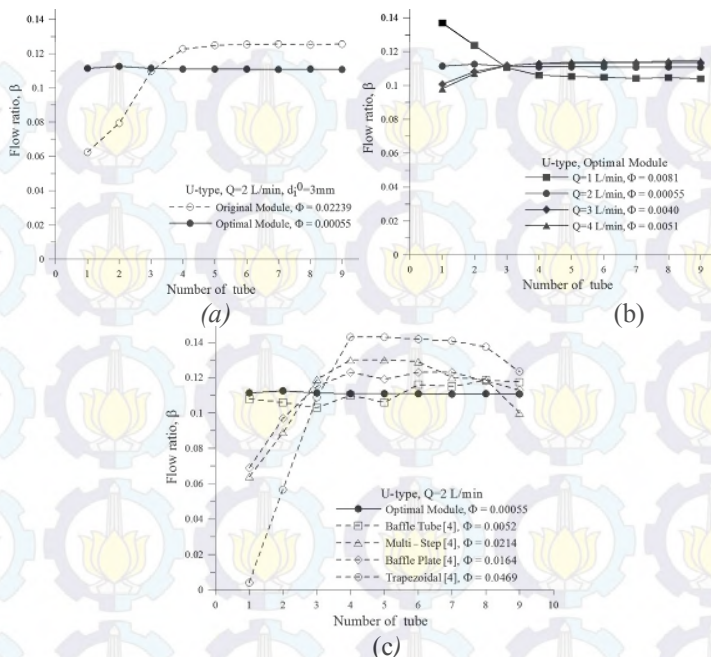
Gambar 2.2 Modifikasi header (a) Multi-step blocker (b) trapezoidal blocker (c) baffle plate (d) baffle tube modified headers dengan $L=90\text{mm}$, $t=3.5\text{mm}$, $d=3\text{mm}$ [3]



Gambar 2.3 Hasil contour (a). Pressure (b). Velocity flow pada original design dengan dimensi $t=3,5\text{ mm}$, $d_1= 3\text{ mm}$, $Q=2\text{L/min}$, $L=90\text{ mm}$ [3].



Gambar 2.4 Hasil contour (a). Pressure (b). Velocity flow pada optimize design dengan dimensi hasil LMM [3].



Gambar 2.5 (a) Grafik komparasi *flow ratio* pada *optimal design* dengan kondisi *existing* (b). Distribusi *flow ratio* dengan variasi *flow rate* pada *optimal design* (c) Distribusi *flow ratio* pada kondisi *existing* dengan variasi desain *header* [3].

Pada grafik 2.5 menunjukkan distribusi *flow ratio* pada masing-masing *tube*. Dimana nilai *flow ratio* didapat dengan membandingkan *flow* yang masuk pada masing-masing *tube* dengan *flow* total yang masuk ke dalam *header*. Dengan rumusan [3].

$$\beta_i = \frac{Q_i}{Q} \quad (2.1)$$

Dimana:

β = flow ratio

Q_i = Flow rate pada tube ke

Q = Flow rate total yang masuk ke header

Kemudian setelah mendapat distribusi *flow ratio*, tingkat keseragaman *flow rate* yang masuk pada masing-masing tube ditentukan dengan melihat nilai standard deviasi dari *flow ratio*, dengan rumusan :

$$\bar{\beta} = \frac{\sum_{i=1}^N \beta_i}{N} \quad (2.2)$$

$$\Phi = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (\beta_i - \bar{\beta})^2}{N}} \quad (2.3)$$

Dimana :

Φ = Standard deviasi *flow ratio*

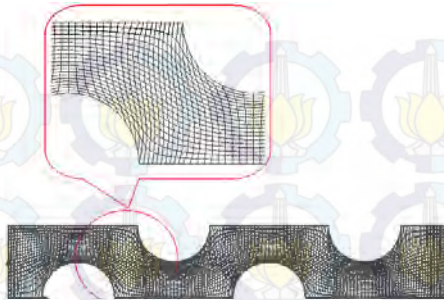
$\bar{\beta}$ = *Flow ratio* rata-rata

β_i = *Flow ratio* pada tube ke i

N = Jumlah tube

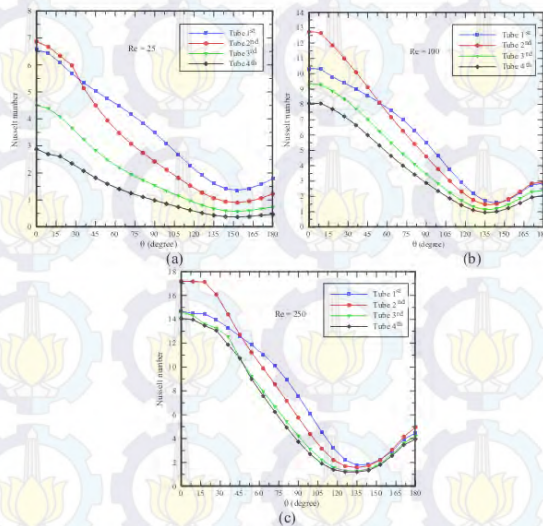
Dengan melihat standard deviasi *flow ratio* pada masing-masing tube maka dapat menentukan tingkat keseragaman dari *flow ratio*. Pada grafik 2.5(a) dapat dilihat bahwa pada *optimal design* memiliki keseragaman *flow rate* yang lebih baik jika dibandingkan *original design* ditunjukkan dengan standard deviasi *flow ratio* (Φ) yang kecil sebesar 0,00055. Pada grafik 2.5(b) menunjukkan variasi *flow rate* pada *optimal design*. *Flow rate* 2 L/min mencapai keseragaman yang paling baik dibandingkan *flow rate* yang lain dengan standard deviasi sebesar 0,00055. Sedangkan pada variasi *header* untuk mencapai keseragaman yang paling baik dilakukan modifikasi *header* pada *original design* ditunjukkan dengan gambar 2.5(c). *Baffle tube* memiliki standard deviasi *flow ratio* yang paling kecil sebesar 0,0052 ditunjukkan pada grafik 2.5(c).

Pada tahun 2012 Tahseen dkk [4] dalam penelitiannya yang berjudul *Laminar Forced Convection Heat Transfer Over Staggered Circular Tube Banks: A Cfd Approach*. Dilakukan simulasi 2D pada *Heat exchanger* dengan susunan tube staggered. Penelitian ini dilakukan dengan bantuan software FORTRAN. Berikut ini merupakan pembuatan *domain* dan *meshing* yang digunakan dalam penelitiannya.



Gambar 2.6 Meshing pada susunan tube [4].

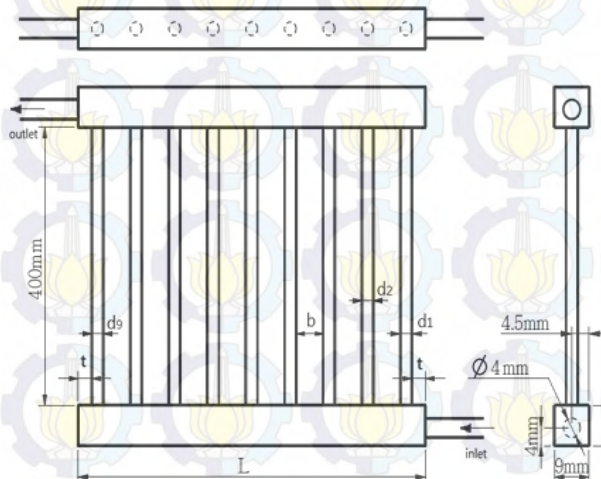
Dalam penelitian tersebut dilakukan variasi kecepatan dan rasio antara diameter *tube* dan jarak antar *tube* untuk memperoleh perbandingan nilai *koefisien heat transfer*. Variasi kecepatan dilakukan dari range *Reynoldss* 25-250 dan rasio antara diameter *tube* dan jarak antar *tube* yang digunakan adalah, 1.25, 1.5 dan 2. Dari Penelitian ini dihasilkan variasi *Nusselt number* sepanjang *tube*.



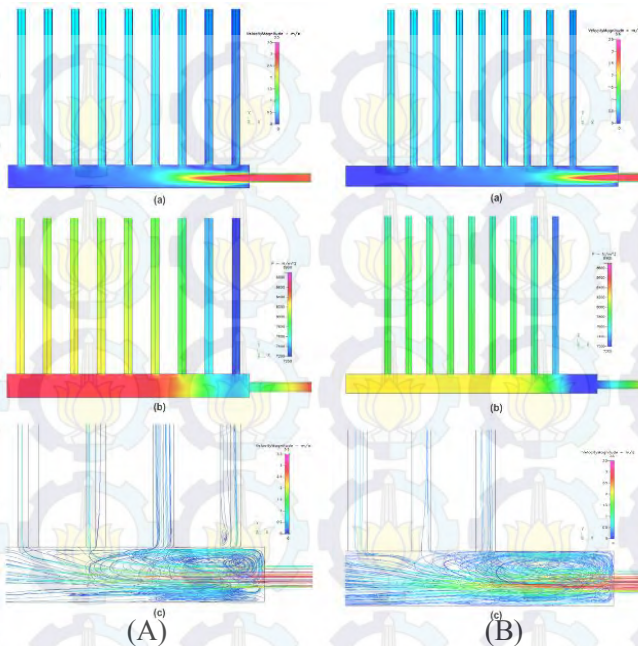
Gambar 2.7 Grafik *Nusselt number* terhadap jarak dengan variasi *reynolds number* (a) 25 (b) 100 dan (c) 250 [4]

Pada gambar 2.7 dapat dilihat bahwa pada sudut 0° terjadi *Nusselt number* yang paling besar. Hal ini diakibatkan karena pada sudut ini tepat terjadi stagnasi antara aliran dan *tube*. Kemudian seiring bertambahnya jarak, terjadi pengurangan nilai *Nusselt number* sampai pada sudut tertentu kembali terjadi peningkatan nilai *Nusselt number* karena pada titik ini mulai terjadi separasi. Selain itu pada grafik ini dapat dilihat bahwa susunan *tube* ke-2 selalu memiliki nilai *Nusselt number* yang paling tinggi. Besarnya *nusselt number* sebanding dengan besarnya koefisien heat transfer. Sehingga semakin besar nilai *nusselt number* maka nilai koefisien heat transfer juga akan semakin besar.

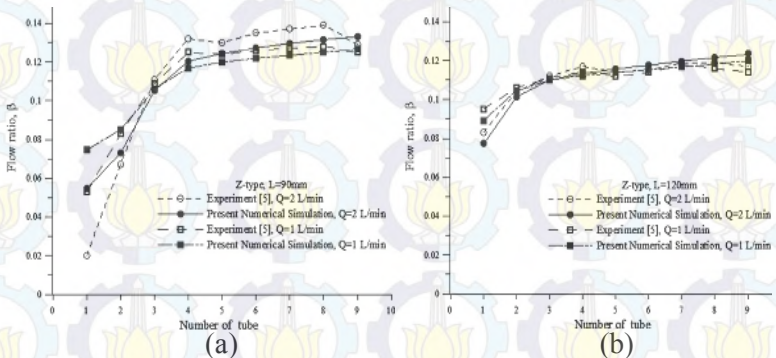
Pada tahun 2013 Cheng-Hung Huang dan Chun-Hsien Wang [5] dalam penelitian yang berjudul “The design of uniform *tube* flow rates for Z-type compact parallel flow heat exchangers” melakukan penelitian untuk meningkatkan *uniformity flow rate* dari *heat exchanger* tipe compact Z-type dengan simulasi CFD 2 dimensi. Optimasi dilakukan dengan mengubah panjang *header* (L) dan jarak *tube* pertama dengan inlet *header* (t). Bentuk dan ukuran kondisi *existing* nampak pada gambar 2.8



Gambar 2.8 Geometri *domain* kondisi *existing*



Gambar 2.9 (A) Kontur kecepatan, kontur tekanan, dan *pathline* kondisi *existing*, (B) Kontur kecepatan, kontur tekanan, dan *pathline* modifikasi [5].



Gambar 2.10 (a). *Flow rate* ratio kondisi *existing* $L = 90$ mm, (b). *flow rate* ratio modifikasi $L = 120$ mm pada setiap *tube* [5].

Pada kondisi *existing* nilai panjang header (L) = 90 mm, Jarak tube pertama dengan inlet header (t) = 3.5 mm, sedangkan pada modifikasi nilai $L=120$ mm, dan $t=18.5$ mm dengan diameter *tube* yang sama. Hasil simulasi ditunjukkan pada gambar 2.9. Pada gambar 2.10 ditunjukkan perbandingan antara hasil simulasi dengan eksperimen pada kondisi *existing* dan modifikasi. Hasil simulasi dengan eksperimen memiliki trend yang sama namun memiliki nilai yang sedikit berbeda. Sedangkan perbandingan antara *existing* dengan modifikasi nampak bahwa *design* modifikasi didapatkan *flow ratio* setiap *tube* cenderung konstan sehingga *flow rate* lebih seragam pada setiap *tube* dibandingkan kondisi *original design*.

2.2 Dasar Teori

2.2.1 Lube oil cooler

Lube oil cooler merupakan merupakan salah satu kelengkapan peralatan Gas Turbine. *Lube oil system* berfungsi untuk melakukan pelumasan secara kontinu pada komponen turbin gas. *Lube oil* disirkulasikan pada bagian-bagian utama turbin gas seperti bearing, *accecories gear*, *coupling*, *reduction gear*, *generator bearing* dan *trush bearing*.



Gambar 2.11 *Lube Oil Cooler Hayden manufacturer* [6]

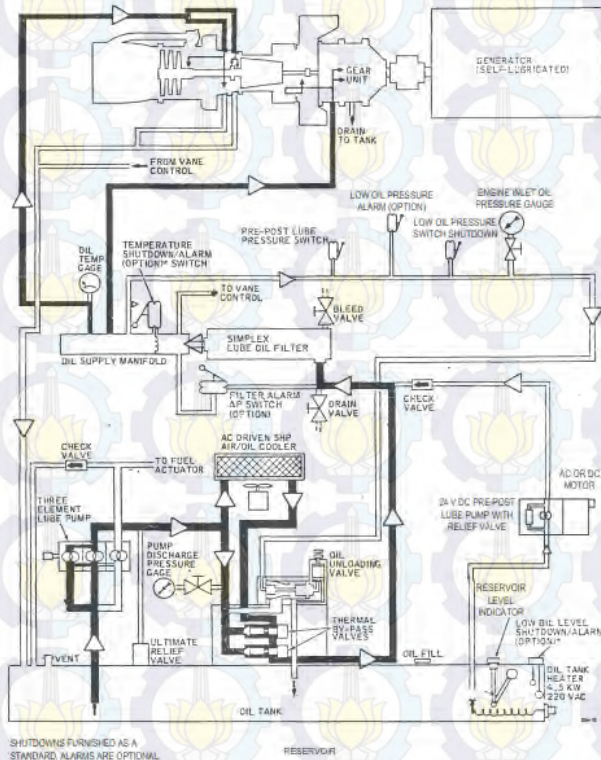
Sistem pelumasan dalam turbin gas adalah syarat mutlak untuk memastikan system lubrikasi (pelumasan) berjalan normal, karena jika pelumasan tidak berjalan normal akibat fatal akan

terjadi pada gas turbin. Pelumasan mempunyai tujuan melapisi bagian metal yang bergerak dengan metal yang diam dari bearing agar tidak terjadi gesekan antar metal. Bahkan dalam kondisi turbin trip atau turbin berputar 3 rpm pun pelumasan harus terus berjalan. Hal-hal yang menjadi perhatian pada *lube oil* ini adalah tekanan dan temperature *lube oil* yang akan masuk *gas turbine*. Sistem sirkulasi pelumas dari reservoir, pompa, filter sampai bearing hingga kembali ke reservoir lagi biasanya memerlukan tekanan sekitar 88 psig pada kondisi operasi normal dengan temperatur *lube oil* 130-160°F. Sedangkan pada kondisi *pre/post* perlu tekanan sebesar 15 psig dengan *flow rate* 20 gpm. Untuk menjaga kontinuitas tekanan pelumas mulai dari putaran 3 rpm hingga rated speed (1725 rpm) system pemompaan dilengkapi dengan *auxiliary pump* sebagai back up. Perlu diketahui pada kondisi normal operasi 1725 rpm *supply* pelumas oleh pompa utama (gear pump) dimana pompa ini digerakan oleh putaran turbin dengan transmisi gearbox pada putaran turbin 1725 rpm, sehingga pada putaran kurang dari 1725 rpm, turbin trip atau *shutdown* diperlukan supply pompa dari pompa bantu. Pada kondisi start awal maupun akhir (*pre/post lube*) *auxiliary pump* bekerja pada tekanan 15 psig. *Auxiliary pump* juga bekerja jika ada gangguan atau terjadi penurunan tekanan. Selain *main* dan *pre/post lubrication lube oil pump* terdapat juga *servo oil pump* yang bekerja untuk menyuplai oli ke *electrohydraulic servo actuator* di *fuel system* sebagai proses pendinginan. *Servo oil pump* bekerja pada tekanan 500 psig [1].

Pada turbin gas terdapat tiga buah pompa yang digunakan untuk mensuplai *lube oil* guna keperluan lubrikasi, yaitu:

- *Main Lube Oil Pump*, merupakan pompa utama yang digerakkan oleh shaft pada gear box yang mengatur tekanan discharge *lube oil*.
- *Auxiliary (Pre/Post) Lube Oil Pump*, merupakan pompa *lube oil* beroperasi apabila tekanan dari main pump turun maupun pada saat *pre/post lubrication*.

- *Servo Lube Oil Pump*, merupakan pompa untuk menyuplai oli ke *electrohydraulic servo actuator* di *fuel system* sebagai proses pendinginan



Gambar 2.12 *Lube oil Schematic system gas turbine* [1].

Gambar 2.12 merupakan *schematic lube oil system Gas Turbine Centaur*. Yang secara umum terdiri dari:

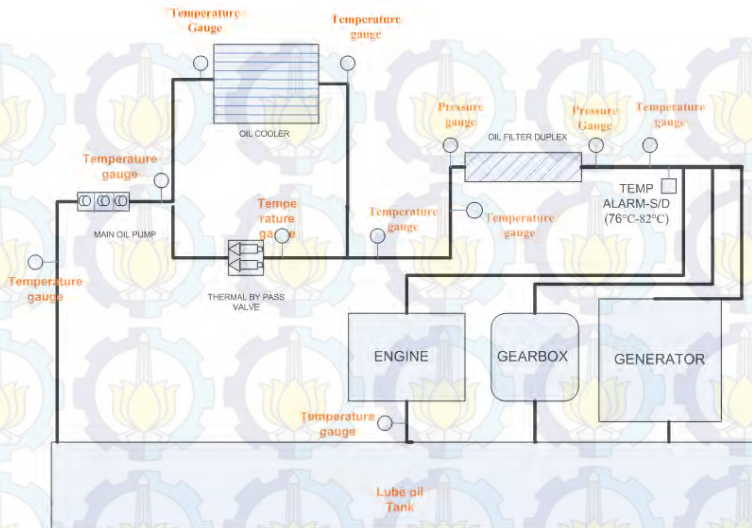
1. *Lube oil tank*
2. *Pre/post lube oil pump*
3. *Engine driven main lube oil pump*
4. *Lube oil manifold*
5. *Thermal bypass valve*
6. *Oil-air cooler*
7. *Simplex lube oil filter*

8. *Ultimate relief valve*

9. *High pressure and temperature switch*

10. *Filter alarm ΔP switch*

Pada kondisi *start* awal *lube oil* system dioperasikan menggunakan *Pre/post lube oil pump* dengan membuka katup *thermal bypass valve* yang mana pada kondisi tersebut *lube oil* tidak melewati *oil cooler* dikarenakan kondisi temperatur masih dalam keadaan rendah dan diijinkan (60°F). Namun secara *gradually thermal bypass* akan menutup seiring bertambah *temperature lube oil* sampai pada kondisi *full load thermal bypass* akan menutup sempurna pada temperatur lebih dari 140°F . Sehingga pada kondisi tersebut *lube oil* akan dialirkan ke *cooler* untuk didinginkan sampai pada *temperature operasi keluar lube oil cooler* kurang dari 155°F pada kondisi normal *full load* dikarenakan oleh *enclosure in thermal radiation* di dalam gas turbin yang lebih tinggi sehingga ketika masuk kedalam gas turbin kurang dari 160°F . Sistem pendinginan *lube oil* pada gas Turbine adalah "*Forced Feed*" yang terdiri dari peralatan-peralatan tersebut diatas. Minyak pelumas disirkulasikan pada bearing, *load & accessory coupling, reduction & accessory gear*, serta generator bearing. Disamping itu digunakan untuk mensupplay *hydraulic system, starting means, dan trip circuit*. Sebelum minyak pelumas disirkulasikan kedalam komponen-komponen gas turbin maka kondisi temperatur harus sesuai dengan kondisi yang diijinkan. Oleh karena itu sistem *cooler* pada sistem *lube oil* sangat diperlukan. Sistem *cooler* yang banyak digunakan adalah jenis *compact heat exchanger* dengan fluida pendingin berupa udara. Proses *pendinginan lube oil* dengan perpindahan panas berupa konveksi paksa (*forced convection*) menggunakan *fan*. Variasi kapasitas dari *lube oil* mempengaruhi terhadap beban pendinginan *lube oil* itu sendiri. Untuk itu perlu diatur sistem pendinginan *lube oil* agar mencapai temperatur keluar *cooler* sesuai parameter yang diinginkan. Berikut gambar 2.13 Skematik *Lube Oil* beserta indikator temperatur dan tekanan secara sederhana.



Gambar 2.13 Simple Lube oil Schematic system

2.2.2 Heat Exchanger

Alat penukar panas (*Heat Exchanger*) merupakan salah satu alat penunjang produksi yang berfungsi untuk melaksanakan perpindahan energi panas dari suatu aliran fluida ke aliran fluida yang lain dengan perbedaan temperatur. Analisa perpindahan panas pada *heat exchanger* menggunakan metode LMTD dan NTU. Metode yang sering digunakan untuk perancangan alat penukar panas adalah metode LMTD.

$$q = U.A.\Delta T_{LM} \quad (2.4)$$

Harga ΔT_{LM} dapat ditentukan dengan mengetahui harga suhu masuk dan suhu keluar kedua fluida, sehingga persamaan di atas menjadi:

$$q = U.A. \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (2.5)$$

dimana:

q = heat transfer (W)

U = Overall heat transfer, coefisien (J/s.m² K)

A = luas bidang perpindahan panas (m²)

ΔT_{LMTD} = Perbedaan temperatur rata-rata logaritmik (K)

ΔT = Perbedaan temperatur fluida panas dan dingin (K)

Sedangkan untuk metode NTU, Metode ini lebih efektif jika dipakai untuk mengetahui unjuk kerja dari penukar kalor yang sudah jadi. Untuk mendefinisikan unjuk kerja dari penukar kalor terlebih dahulu harus diketahui laju perpindahan panas maksimum yang dimungkinkan oleh penukar kalor tersebut (q_{maks}) [7].

$$q_{max} = C_{min} (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (2.6)$$

Jika $C_c < C_h$; $q_{max} = C_c (T_{h,i} - T_{c,i})$ dan

Jika $C_c > C_h$; $q_{max} = C_h (T_{h,i} - T_{c,i})$

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

$$\varepsilon \equiv \frac{q_{act}}{q_{max}} \quad (2.7)$$

Effectiveness merupakan bulangan tanpa dimensi yang besarnya antara $0 \leq \varepsilon \leq 1$. Untuk semua *heat exchanger effectiveness* dapat dinyatakan sebagai berikut.

$$\varepsilon = f \left(NTU, \frac{C_{min}}{C_{max}} \right) \quad (2.8)$$

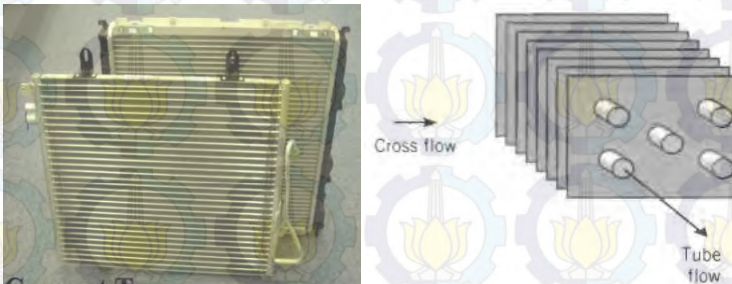
Dimana *NTU* (*Number of Transfer Unit*) merupakan bilangan tanpa dimensi yang didefinisikan sebagai berikut [9]:

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (2.9)$$

Dimana C_{\min} merupakan *heat capacity* yang terkecil yang diperoleh dari :

$$C_c = \dot{m}_c c_{p,c} \quad \text{atau} \quad C_h = \dot{m}_h c_{p,h} \quad (2.10)$$

2.2.3 Compact Heat Exchanger



Gambar 2.14 Jenis *Compact Heat Exchanger* [8].

Alat penukar kalor jenis *compact heat exchanger*, seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.14 adalah alat penukar kalor yang paling sering digunakan dalam berbagai proses industri dan otomotif, contohnya seperti radiator pada industri otomotif, *oil cooler* pada sistem pembangkitan dan lain-lain. Alat penukar kalor dikategorikan sebagai alat penukar kalor *compact heat exchanger* bila luas permukaan efektif yang tersentuh oleh satu zat (fluida) per volume lebih besar dari $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$. *Compact heat exchanger* tersusun atas *tube* dan *fin*. Pada *tube* mengalir fluida panas sedangkan pada celah-celah *fin* mengalir fluida dingin. Penambahan *fin* pada *compact Heat Exchanger* untuk memperbesar luasan yang terkena konveksi sehingga semakin besar luasannya, perpindahan panas yang terjadi karena konveksi juga semakin besar [8].

2.2.4 Tinjauan Termodinamika dan Perpindahan panas

Pada kondisi tunak (*steady state*), massa yang berada di dalam *volume* atur dan pada daerah batasnya tidak mengalami perubahan berdasarkan waktu. Begitu juga dengan laju aliran massa laju serta perpindahan energi oleh kalor dan kerja juga konstan terhadap waktu. Hal ini dapat dilihat dari persamaan:

$$\frac{dm_{cv}}{dt} = \sum_i \dot{m}_i + \sum_e \dot{m}_e \quad (2.11)$$

$$\dot{m}_{hi} = \dot{m}_{ho}$$

dan

$$\dot{m}_{ci} = \dot{m}_{co}$$

Persamaan di atas merupakan neraca laju massa untuk *volume* atur atau *control volume* yang dapat digunakan pada sisi masuk dan sisi keluar. Selain itu juga digunakan analisa kesetimbangan energi, di mana persamaanya adalah:

$$q_h = q_c$$

$$\dot{m}_h c_{p,h} \Delta T_h = \dot{m}_c c_{p,c} \Delta T_c \quad (2.12)$$

Dimana:

\dot{m}_h = Laju alir massa fluida panas (kg/s)

c_p = Kalor spesifik fluida (J/kg.K)

\dot{m}_c = Laju alir massa fluida dingin (kg/s)

ΔT = Selisih temperatur fluida masuk dan fluida keluar (K)

Atau :

$\dot{m}_h c_{p,h} \Delta T_h$ = Perpindahan panas

$$\dot{m}_h c_{p,h} \Delta T_h = h \text{ cold A tube } (T_{\text{wall}} - T \approx) \quad (2.13)$$

2.2.4.1 Tinjauan Perpindahan Panas Sisi Internal

Karakteristik perpindahan panas di sisi *tube* tergantung pada kondisi alirannya yaitu *laminar* atau *turbulent*. Kondisi aliran dapat diketahui dari bilangan *reynolds*. Persamaan bilangan *reynolds* yang digunakan adalah sebagai berikut [9]:

$$Re_h = \frac{4\dot{m}_h}{\pi D \mu N_T} \quad (2.14)$$

Sedangkan, untuk menghitung koefisien konveksi yang terjadi di dalam *tube* dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$h_h = \frac{Nu_h k}{D} \quad (2.15)$$

$$Nu_h = 0,023 Re_h^{4/5} Pr_h^{1/3} \quad (2.16)$$

Dimana :

Re_h = Reynolds number sisi *internal tube*

Nu_h = Nusselt number sisi *internal tube*

\dot{m}_h = Laju alir massa sisi *internal tube* (kg/s)

N_T = Jumlah *tube*

μ = Viskositas fluida sisi *internal tube*

k = Konduktivitas *thermal* (W/K)

Pr_h = Prandalt number sisi *internal tube*

D = Diameter *tube* (m)

h_h = Koefisien konveksi sisi *internal tube* (W/m²K)

Luasan perpindahan panas sisi *internal tube* juga perlu untuk dihitung guna mendapatkan koefisien perpindahan panas total yang terjadi pada *heat exchanger*. Luasan perpindahan panas sisi *internal tube* dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$A_h = N_T \pi \cdot D_i L_T \quad (2.17)$$

Dimana:

A_h = Luasan perpindahan panas *internal tube* (m²)

D_i = Diameter *tube* (m)

N_T = Jumlah *tube*

L_T = Panjang *tube* (m)

2.2.4.2 Penurunan Tekanan (*Pressure Drop*)

2.2.4.2.1 *Pressure Drop* pada *Tube*.

Akibat gesekan yang terjadi akan menimbulkan kerugian tekanan sepanjang aliran di dalam *tube*. Persamaan yang digunakan adalah sebagai berikut [12]:

1. *Mayor losses*

$$\Delta P_{major} = f \frac{L\rho V^2}{2D} \quad (2.18)$$

Dimana :

ΔP = *pressure Drop* pada *tube* (Pa)

ρ = massa jenis fluida dalam *tube* (kg/m^3)

f = koefisien gesek

V = kecepatan aliran dalam *tube* (m/s)

L = panjang *tube* penukar panas (m)

D = diameter *tube* (m)

2. *Minor Losses*

$$\Delta P_{minor} = k \frac{\rho V^2}{2} \quad (2.19)$$

Dimana:

ΔP = *Pressure Drop* pada *tube* (Pa)

k = konstanta *entrance, exit* atau *valve*

ρ = massa jenis fluida dalam *tube* (kg/m^3)

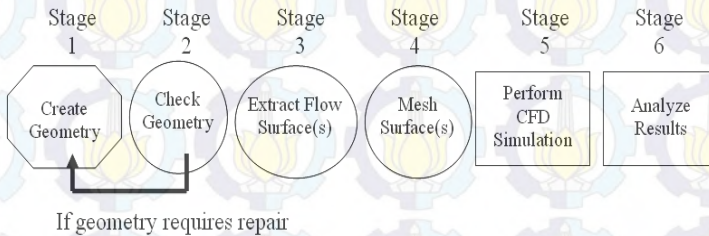
V = kecepatan aliran dalam *tube* (m/s)

2.2.5 Numerical Modeling

2.2.5.1 *Computational Fluid Dynamics* (CFD)

Computational fluid dynamics (CFD) merupakan perangkat analisa system dengan melibatkan aliran fluida, perpindahan panas, momentum, perpindahan energy, dan

fenomena aliran didasarkan simulasi berbantuan computer. CFD hakekatnya adalah perangkat *software* menggunakan *finite volume method* dengan memperlakukan fluida menjadi volume kecil-kecil dan melalui algoritma tertentu untuk menyelesaikan persamaan Navier-Stokes. Simulasi menggunakan CFD menghasilkan parameter-parameter penting seperti tekanan, suhu, kecepatan, dan laju alir massa (*mass flow rate*).



If geometry requires repair

Gambar 2.15 Blok diagram simulasi dengan CFD [11].

Analisa menggunakan CFD diperlukan pemahaman dan pengetahuan dasar bidang mekanika fluida, perpindahan panas dan massa, dan lain-lainnya untuk interpretasi hasil-hasil simulasi. Penyederhanaan CFD terdiri dari tiga tahapan proses pengerjaan, yaitu *preprocessing* (spesifikasi geometri, pemilihan *turbulence* model, spesifikasi parameter dan grid generation) kemudian, *solver*, dan *postprocessing* (visualization dan treatment data). Prosedur CFD melalui tahapan seperti diagram pada gambar 2.15. Sampai saat ini, CFD telah banyak digunakan dalam bidang aplikasi, baik untuk keperluan riset optimasi desain maupun untuk aplikasi praktis. Beragam industri dari *biomedical* dan farmasi sampai industri perminyakan dan *refinery* semua memanfaatkan untuk menganalisa sistem. Industri *refinery* menggunakan untuk mensimulasikan aliran ekstraksi gas-gas. Untuk optimasi desain, *aerodynamics* menggunakan untuk analisa *lift* dan *drag*. *Hydrodynamics* menggunakan untuk simulasi beban dinamis gelombang. *Power plant* memakai untuk mensimulasikan pembakaran dan perpindahan panas. *Turbomachinery* menggunakan untuk menganalisa aliran dalam *rotating passage*.

Electronic engineering menggunakan untuk simulasi pendinginan *microcircuits*. *Chemical engineering* menggunakan untuk simulasi proses *mixing*. *Building engineering* menggunakan untuk analisa beban dinamis. *Marine engineering* menggunakan untuk simulasi beban *offshore structures*. *Environmental engineering* memakai untuk simulasi distribusi *pollutants*. *Hydrology* dan *oceanography* memanfaatkan untuk simulasi aliran sungai, pantai, dan laut. *Metrology* menggunakan untuk prediksi cuaca.

2.2.5.2 Gambit

Gambit merupakan singkatan dari *Geometry And Mesh Building Intelligent Toolkit*. Software ini digunakan sebagai salah satu metode preprocessing untuk membuat geometri model, menentukan kondisi batas dan melakukan diskritisasi (*meshing*). Kualitas *meshing* menentukan hasil dari permodelan.

2.2.5.3 Fluent

Fluent adalah sebuah *software* komersial yang dapat digunakan untuk pemodelan aliran fluida dan perpindahan panas dalam bentuk geometri yang kompleks. Fluent menyediakan mesh yang fleksibel dengan lengkap, meliputi kemampuan untuk memecahkan suatu masalah dalam aliran dengan menggunakan mesh yang tidak terstruktur yang dapat dihasilkan menggunakan geometri kompleks dengan relatif mudah. Macam – macam mesh meliputi 2D, 3D dan campuran.



Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB III METODOLOGI

3.1 Tahapan Penelitian

Dalam melakukan penelitian analisa dan simulasi CFD mengenai simulasi *heat exchanger* pada *Lube oil cooler Gas Turbine* EMP Malacca strait, terdapat beberapa tahapan yang dilakukan, diantaranya :

1. Studi Kasus
Permasalahan pada *cooling system* akibat kurang optimalnya proses pendinginan *lube oil* pada *lube oil cooler gas turbine*. Hipotesa awal diakibatkan oleh pemilihan instalasi pemasangan *lube oil cooler* secara seri dan paralel serta pengaturan *flowrate* dari *lube oil cooler*. Data diperoleh berdasarkan observasi kondisi aktual dan data operasional di lapangan dan diskusi dengan pihak *operator* maupun pihak *engineering*.
2. Studi Literatur
Untuk memperdalam pemahaman mengenai permasalahan yang dibahas, dilakukan studi literatur yang berkaitan dengan proses operasional *Lube Oil Cooler*, observasi kondisi lapangan, serta studi literatur mengenai simulasi pada *heat exchanger*. Studi literatur diperoleh dari *e-book*, jurnal, dan penelitian terdahulu yang berkaitan dengan topik permasalahan.
3. Pengumpulan dan Pengolahan Data Aktual
Sebelum melakukan penelitian, diperlukan adanya data acuan dalam proses analisa dan pemodelan untuk simulasi dari sistem yang akan ditinjau, sehingga dilakukan pengumpulan data aktual sebagai data primer yang kemudian data tersebut diolah untuk mendapatkan nilai input yang akan digunakan proses simulasi seri dan

paralel pada *lube oil cooler* dengan variasi kapasitas aliran dari *lube oil*. Data aktual yang digunakan adalah desain, dimensi, *performance operating* dari *lube oil cooler* dan pengambilan data langsung dari lapangan. Pada simulasi susunan *cooler* seri-paralel memerlukan nilai input berupa nilai koefisien heat transfer pada *tube*, untuk itu dilakukan terlebih dahulu simulasi secara eksternal flow untuk mengetahui pengaruh susunan *tube* terhadap nilai koefisien heat transfer dengan mendefinisikan temperatur wall pada setiap variasi flowrate *lube oil* dengan kapasitas udara pendingin pada kondisi desain. Nilai temperatur *surface wall* pada tube didapat dengan mengambil nilai rata-rata dari pengambilan data yang didapat dengan mengukur nilai temperatur dengan thermogun (infrared thermography) pada beberapa tube dan masing-masing cooler. Kemudian nilai koefisien heat transfer tersebut digunakan menjadi nilai input pada simulasi susunan *cooler* seri-paralel dengan variasi kapasitas aliran *lube oil* 30 gpm, 50 gpm, 74 gpm.

4. Pemodelan dan Simulasi Susunan Cooler Seri-Paralel terhadap Variasi Kapasitas *Lube Oil*

Tahapan ini diawali dengan *pre-processing* dengan bantuan *software* GAMBIT. Setelah domain dibuat selanjutnya diekspor dan dilakukan *processing* berupa proses simulasi dari *domain* sistem yang telah dibuat dengan *fluent ansys*. Pengaturan nilai setiap kondisi batas didapat dari hasil pengolahan data dilapangan dan simulasi eksternal flow untuk nilai koefisien heat transfer pada *tube*. Simulasi dilakukan dengan memvariasikan *mass flow rate lube oil* dengan analisa 3 dimensi dengan basis flowrate pada kondisi operasi yaitu 30gpm, 50gpm, dan 74gpm. Pada akhir simulasi, dilakukan *post-processing* dengan menampilkan hasil simulasi berupa distribusi temperatur, distribusi kecepatan, distribusi

tekanan serta *uniformity mass flowrate* oleh *lube oil* pada setiap *tube* untuk mengetahui karakteristik perpindahan panas yang terjadi. Berdasarkan hasil simulasi akan dilakukan validasi terhadap kondisi *existing* terlebih dahulu, kemudian bila validasi sesuai maka domain akan disimulasikan dengan variasi kapasitas *lube oil* yang nantinya akan diperoleh instalasi mana yang lebih baik, seri atau paralel yang memiliki perpindahan panas yang lebih besar atau memiliki *diference* temperatur yang besar pada sisi inlet dan outlet serta *uniformity flow rate* yang baik.

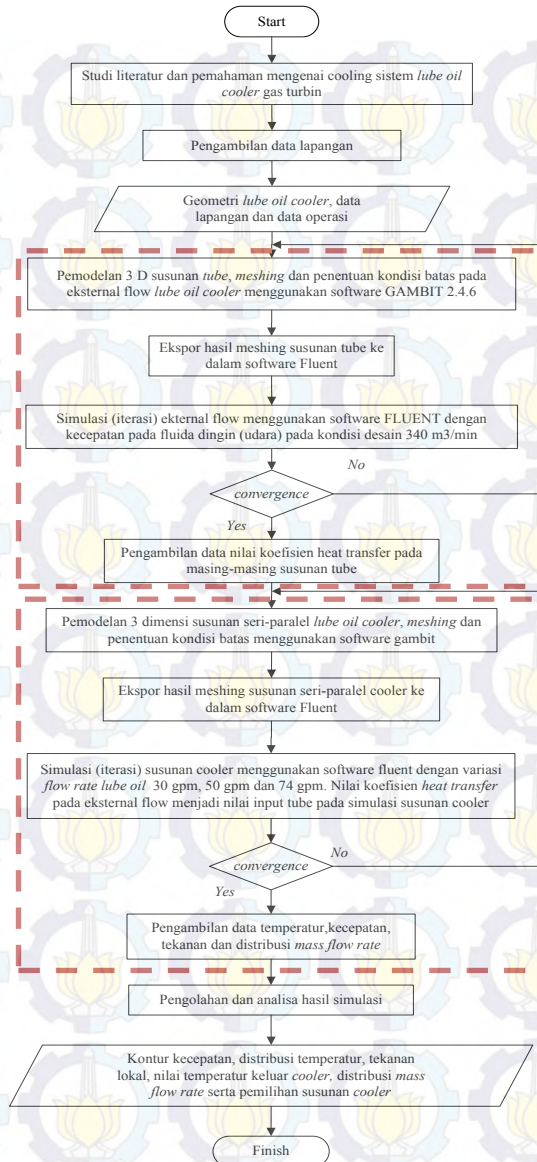
5. Pengolahan dan Analisa Data Hasil Simulasi
Setelah proses simulasi selesai, dilakukan pengambilan data hasil simulasi. Data tersebut ditampilkan dalam bentuk data visual untuk dianalisa secara kualitatif, dan juga diolah dalam bentuk tabel dan grafik sehingga dapat dianalisa secara kuantitatif. Dari kedua parameter tersebut, dapat dibahas fenomena dan karakteristik perpindahan panas terhadap distribusi temperatur, tekanan dan kecepatan serta pengaruh *uniformity flow rate* setiap *tube* pada *lube oil cooler*.
6. Penyusunan Laporan
Keseluruhan tahapan yang telah dilakukan dan hasil dari penelitian yang telah dibahas, kemudian disusun dalam bentuk laporan sistematis.

3.2 Flowchart Penelitian

Suatu kerangka atau diagram alir (*flowchart*) dari tahapan penelitian dapat mempermudah proses penelitian dan simulasi yang akan dilakukan. Gambar 3.1 menggambarkan *flowchart* dari tahapan penelitian mengenai *arrangement* instalasi seri atau paralel pada *lube oil cooler*.

Simulasi
Eksternal Flow

Simulasi Internal
Flow



Gambar 3.1 Flowchart penelitian

3.3 Data Aktual

Sebelum melakukan simulasi susunan *cooler*, diperlukan adanya data aktual yang digunakan sebagai acuan dalam pembuatan domain dan pengaturan nilai kondisi batas. Dalam penelitian ini, digunakan data aktual berupa pengambilan data dilapangan dan *performance test* dari *Lube Oil Cooler Hayden manufacturer*, EMP Malacca Straits SA. *Lube oil cooler* yang digunakan merupakan *compact heat exchanger* tipe *wavy fins* dengan susunan *tube staggered*. Tabel 3.1 merupakan data geometri *Lube Oil Cooler*. Tabel 3.2 pengambilan data dan perkiraan nilai temperatur *wall tube* sedangkan Tabel 3.3 *performance test* operasional pada bulan Maret 2014.

Tabel 3.1 Geometri *Lube Oil Cooler*

Geometri Tipe compact heat exchanger tipe wavy fins			
Data requirement		Value	Unit
Tipe Tube Arrangement		<i>Staggered</i>	
Panjang HE		315	cm
Lebar HE		99	cm
Panjang Tube		106	cm
Jumlah Tube		162	Unit
Diameter Luar Tube		1,9812	cm
Tebal Tube		0,5	mm
Jumlah tube/ row		18	Unit
Jumlah tube / column		3	Unit
SL (panjang Longitudinal) / tube		5,08	cm
ST (panjang transversal)/tube		7,62	cm
Diameter Inlet Header		6,6548	cm
Diameter Outlet Header		6,6548	cm
Jarak coloum pertama tube dengan inlet header		5,842	cm
Jarak coloum terakhir tube dengan outlet header		9,398	cm
Hydrolic Diameter/Free Flow Area		60/0,283	cm/m ²
Material Tube dan Fins	K (konduktifitas termal)	401	W/m K
	Density	8933	Kg/m ³
	Cp (spesifik heat)	385	J/kg K

Tabel 3.2 Pengambilan Data dan Perkiraan Nilai Temperatur *Wall Tube* pada Sisi Eksternal

Data Eksternal Flow						
Susunan Cooler	Flow Rate Air	Kapasitas Lube Oil	T in oil	Tin air	T _{avg} surface wall	Put. Fan (rpm)
Seri	340 m ³ /min	30 gpm	84,4°C	27 °C	45,8°C	1725
		50 gpm*	84,4°C	27 °C	50°C	1725
		74 gpm	84,4°C	27 °C	56,4°C	1725
Paralel	340 m ³ /min	30 gpm	84,4°C	27 °C	56,8 °C	1725
		50 gpm	84,4°C	27 °C	61,4°C	1725
		74 gpm	84,4°C	27 °C	66,7°C	1725

* Pengambilan data pada kondisi existing (susunan cooler seri dengan kapasitas 50 gpm)

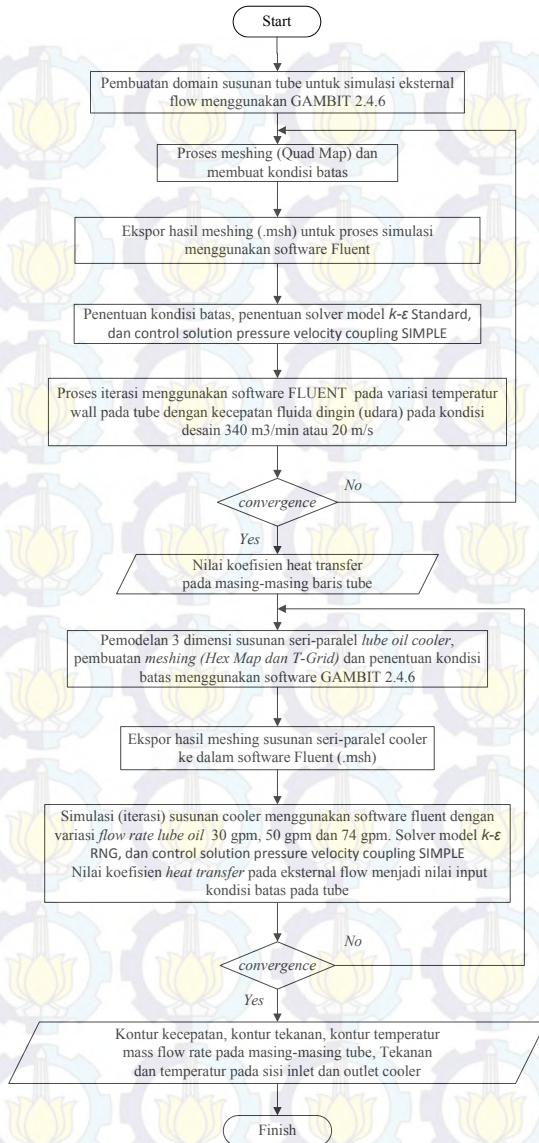
Tabel 3.3 Data Performance Test *Lube Oil Cooler* bulan maret 2014

Tabel Data Operasi Average dan desain				
Data Requirement		Desain	Operasi	Satuan
Temp. Oli masuk cooler 1	T _{h,i}	-	84,4	°C
Temp. Oli keluar cooler 3	T _{h,o}		68,3	°C
Temperatur inlet udara	Cooler 1	15	27	°C
	Cooler 2	15	27	°C
	Cooler 3	15	27	°C
Laju aliran massa oli	gpm	30 -74	Divariasikan	Gpm
Tekanan inlet cooler 1	P _{inlet}	-	610255,5	Pa
Tekanan outlet cooler 3	P _{outlet}	> 81 psi	606739 Pa	Pa
Spesifikasi lube oil shell tellus 46	μ	0,0135	0,0135	Kg/m.s
	Cp	2039	2039	J/kg K
	k	0,139	0,139	W/m K
	Density	879	879	Kg/m ³

3.4 Tahapan Pemodelan dan Simulasi

Pada tahapan ini dilakukan pemodelan domain *lube oil cooler*. Bentuk dan model *lube oil cooler* seperti pada bab sebelumnya yaitu pada gambar 2.9 dengan jumlah 3 unit *lube oil cooler* yang digunakan untuk mendinginkan *lube oil*. Tiga buah *lube oil* tersebut nantinya akan disusun secara seri atau paralel untuk mengetahui lebih efektif mana untuk susunan seri atau paralel. Namun sebelum melakukan simulasi internal flow pada susunan cooler seri-paralel dengan variasi kapasitas *lube oil* maka terlebih dahulu dilakukan simulasi eksternal flow pada susunan tube untuk mengetahui besarnya koefisien perpindahan panas pada masing-masing tube. Simulasi *eksternal flow* pada susunan tube dilakukan untuk memperoleh nilai koefisien *heat transfer* pada variasi kapasitas dari *lube oil*. Setelah didapat nilai koefisien *heat transfer*, maka nilai tersebut dijadikan *boundary condition* atau nilai input pada *surface wall tube* untuk simulasi pada *internal flow* dengan variasi susunan cooler seri-paralel dan kapasitas *lube oil*. Berikut proses flow simulasi CFD pada gambar 3.2





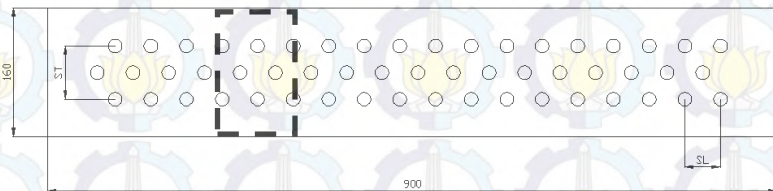
Gambar 3.2 Proses flow simulasi Computational Fluid Dynamics

3.4.1 Pemodelan dan Simulasi Eksternal Flow

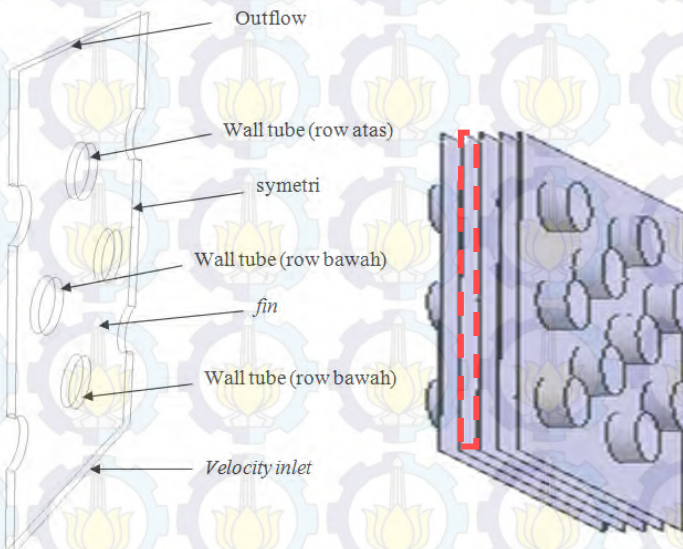
Dalam melakukan pemodelan dan simulasi, terdapat tiga proses berurutan yang perlu dilakukan, diantaranya *Pre-processing*, *Processing*, dan *Post-Processing*.

3.4.1.1 Pre-processing

Pre-processing merupakan proses awal simulasi CFD dengan membuat geometri, pembuatan *meshing* dan penentuan kondisi batas pada domain yang telah dibuat. Berikut gambar domain yang akan dibuat.



Gambar 3.3 Susunan *tube* staggered *Lube Oil Cooler TT-318* tampak depan

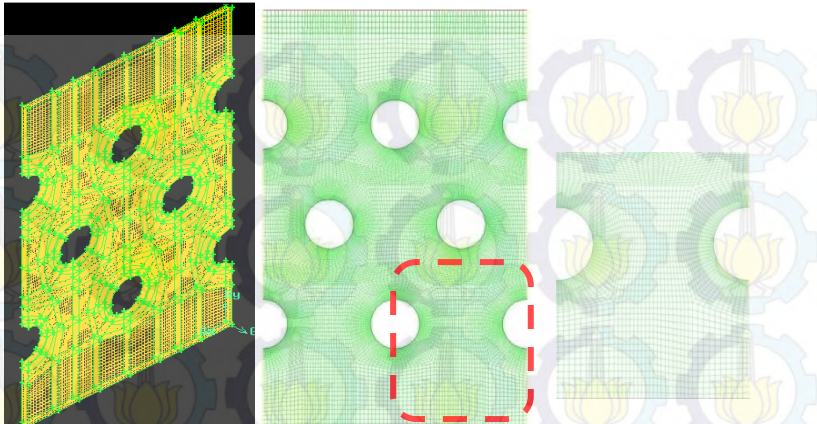


Gambar 3.4 Gambar potongan susunan *tube* secara isometri 3 dimensi dan penentuan kondisi batas pada domain yang dibuat.

Domain yang akan disimulasikan adalah celah antar *fin*, dengan jarak *fin* 3 mm secara 3 dimensi. Pada sisi inlet diberikan kondisi batas berupa velocity inlet sebesar 20 m/s dengan basis kapasitas *flowrate* udara yang mampu dihasilkan oleh fan pada kondisi desain. Pada kondisi desain, fan mampu menghembuskan *flow rate* udara sebesar 340 m³/min ($V=20$ m/s) dengan diameter fan 0,6 m dan daya motor fan 5 HP. Sedangkan pada temperatur inlet diberikan kondisi batas berupa temperatur ambient. Pada sisi outlet diberikan kondisi batas berupa outflow. Variabel bebas pada simulasi eksternal flow ini adalah temperatur wall pada tube dan *fin* yang dianggap uniform. Nilai temperatur wall tersebut didapat dari hasil pengukuran dilapangan menggunakan *thermogun* pada setiap variasi flowrate dan susunan *cooler*. Untuk meminimal waktu iterasi, pada sisi samping diberikan kondisi batas berupa simetri yang sudah mewakili keseluruhan domain. Berikut tabel 3.4 Kondisi batas yang diberikan pada domain dan gambar 3.5 Hasil meshing pada domain.

Tabel 3.4 Kondisi batas pada simulasi Eksternal Flow pada susunan *tube*

Kondisi Batas Eksternal Flow (3 Dimensi)						
Susunan cooler	Flow rate	Variabel terkontrol				Variabel bebas
		Velocity inlet	Temperature inlet	outlet	Symmetry	T _{avg} wall
seri	30 gpm	20 m/s	27 ° C	outflow	Symmetry	45,8°C
	50 gpm	20 m/s	27 ° C	outflow	Symmetry	50°C
	74 gpm	20 m/s	27 ° C	outflow	Symmetry	56,4°C
paralel	30 gpm	20 m/s	27 ° C	outflow	Symmetry	56,8 °C
	50 gpm	20 m/s	27 ° C	outflow	Symmetry	61,4°C
	74 gpm	20 m/s	27 ° C	outflow	Symmetry	66,7°C



Gambar 3.5 Meshing pada domain susunan tube untuk simulasi *eksternal flow*.

3.4.1.2 Processing

Setelah dilakukan *pre-processing* pada eksternal flow selanjutnya dilakukan *processing* atau iterasi pada domain. Pada *processing* dilakukan pengaturan solver model berupa pressure based solution, dengan turbulen model k- ϵ standard yang cocok untuk analisa fluida dengan kecepatan tinggi. Pada material menggunakan default fluent yaitu berupa gas ideal. Pengaturan tekanan operasi yaitu 1 atm dengan mengaktifkan persamaan energy. *Solution control* yang digunakan untuk metode *pressure-velocity coupling* adalah SIMPLE dengan diskritisasi standard untuk *pressure*, *first order* untuk parameter lainnya. Pada *monitoring solutions* dilakukan pengaturan kriteria *residual* untuk parameter *continuity*, energy, x, y, dan z velocity dengan tingkat konvergensi kurang dari 10^{-6} . Untuk initialize condition dipilih velocity inlet. Setelah pengaturan selesai dilakukan iterasi hingga mencapai convergen.

3.4.1.3 Post-processing

Pada *post-processing* dari simulasi *eksternal flow* nantinya akan didapat nilai koefisien *heat transfer* pada masing-

masing baris tube dengan variasi kapasitas *lube oil* dan susunan *cooler*. Setelah didapat nilai koefisien *heat transfer* pada masing-masing baris tube dengan variasi kapasitas *lube oil*, maka nilai tersebut akan dijadikan nilai input *tube* untuk simulasi susunan *cooler* seri-paralel (*internal flow*) dengan variasi *flowrate* *lube oil*.

3.4.2 Pemodelan dan Simulasi Susunan *Cooler* Seri-Paralel (*Internal Flow*)

Setelah didapat nilai koefisien perpindahan panas pada masing-masing variasi kapasitas *lube oil* maka selanjutnya dilakukan pemodelan susunan *lube oil cooler* secara seri dan paralel dengan variasi kapasitas *lube oil* sebesar 30 gpm, 50 gpm dan 74 gpm sesuai dengan kondisi operasi normal. Dalam melakukan pemodelan dan simulasi, terdapat tiga proses berurutan yang perlu dilakukan, diantaranya *Pre-processing*, *Processing*, dan *Post-Processing*. Berikut gambar 3.6 bentuk dan desain *Lube Oil Cooler* kondisi aktual.

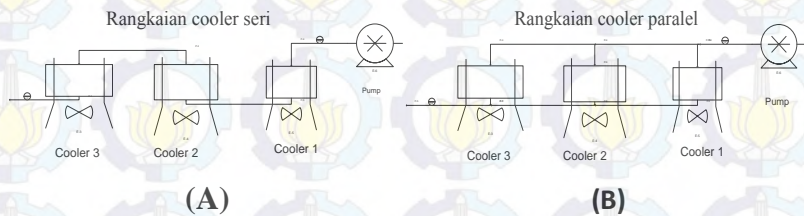


Gambar 3.6 Bentuk dan desain *Lube Oil Cooler*

3.4.2.1 *Pre-processing*

Pada penelitian ini akan disimulasikan instalasi pemasangan *lube oil cooler* secara seri dan paralel pada *Lube oil cooler* dengan variasi kapasitas *lube oil*. Geometri *lube oil cooler* disimulasikan dapat dilihat pada tabel 3.1. Pada Tahap

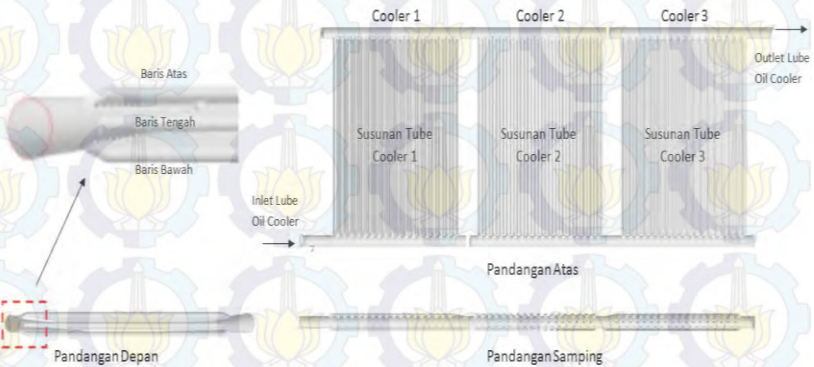
sebelumnya dilakukan simulasi eksternal flow untuk mendapatkan nilai koefisien perpindahan panas terhadap variasi kapasitas lube oil dengan kapasitas fluida pendingin $340 \text{ m}^3/\text{min}$. Setelah didapat nilai koefisien perpindahan panas pada masing-masing variasi *flowrate lube oil* dan susunan *cooler*, tahap selanjutnya dilakukan simulasi 3 dimensi dengan variasi *flow rate lube oil* pada susunan *cooler* seri dan paralel. Berikut skema gambar rangkaian *lube oil cooler* seri-paralel



Gambar 3.7 Skema Rangkaian *Lube Oil Cooler*, Seri (A), Paralel (B).

Pada skema susunan *cooler* dipasang seri, fluida panas (*lube oil*) dipompa oleh *main lube oil pump* ke *header inlet cooler 1* kemudian selanjutnya sampai ke *header outlet cooler 3* melewati *cooler* satu per satu seperti pada gambar 3.7(A). Sedangkan pada skema rangkaian paralel, *header inlet* pada *cooler 1 cooler 2* dan *cooler 3* dihubungkan menjadi satu sehingga fluida panas (*lube oil*) setelah dipompa oleh *main lube oil pump* akan terbagi ke ke tiga *cooler* kemudian selanjutnya akan bertemu pada *header outlet* yang sama dan terhubung seperti pada gambar 3.7(B). Dari gambar skematik diatas dibuat model geometri, *domain* serta kondisi batas menggunakan software GAMBIT secara 3 dimensi. Dari model tersebut nantinya akan divariasikan *flow rate* dari *lube oil cooler*. Susunan *lube oil cooler* secara seri dilakukan dengan tidak membuka seluruh sambungan pada *header* (salah satu sisi dibuka maka sisi lain yang segaris ditutup) sehingga nantinya *lube oil* akan mengalir secara seri. Namun ketika semua sambungan pada *header* dibuka maka *lube oil* mengalir secara paralel dan membagi *flow rate* nya

pada 3 cooler. Berikut gambar 3.8 domain pada simulasi internal flow.



Gambar 3.8 Domain untuk simulasi internal flow

3.4.2.1.1 Penentuan Kondisi Batas pada Simulasi Internal Flow

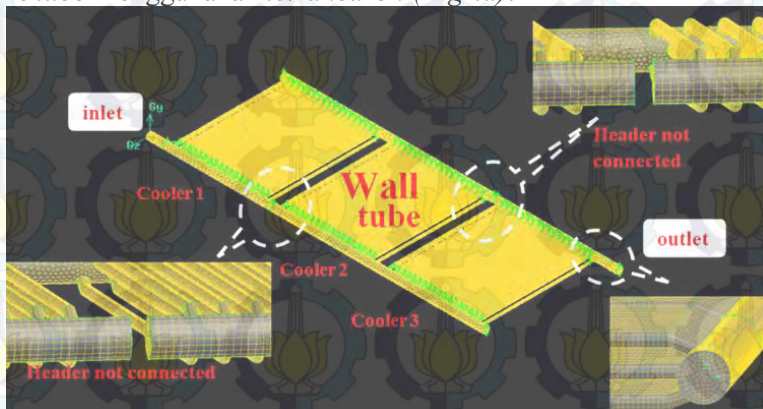
Kondisi batas yang dimasukkan dalam *domain* antara lain berupa *mass flow rate* dan *temperature inlet lube oil* pada bagian inlet. Kondisi batas ini diberikan dengan basis normal operating *flowrate lube oil* yaitu 30 gpm, 50 gpm dan 74 gpm, sedangkan temperatur inlet diberikan dengan basis temperatur lube oil setelah melakukan proses pelumasan atau temperatur *lube oil tank*. Pada bagian outlet diberikan kondisi batas berupa *pressure outlet* dan *temperature outlet*. Pemberian kondisi batas pada *pressure outlet* merupakan syarat *operating pressure lube oil* masuk ke dalam gas turbin hingga kembali ke *oil tank*. Pada *tube-tube* diberikan kondisi batas *wall* dengan *shell conduction* dan *convection*. Pada *wall convection* memberikan nilai input berupa koefisien *heat transfer* yang didapat dari hasil pengolahan data lapangan dan analisa perpindahan panas pada setiap variasi *flowrate lube oil* yang telah dihitung sebelumnya, tebal *wall* dan temperatur *free stream* disesuaikan pada kondisi lapangan. Berikut tabel 3.5 kondisi batas pada simulasi internal flow.

Tabel 3.5 Kondisi Batas pada Simulasi Internal Flow

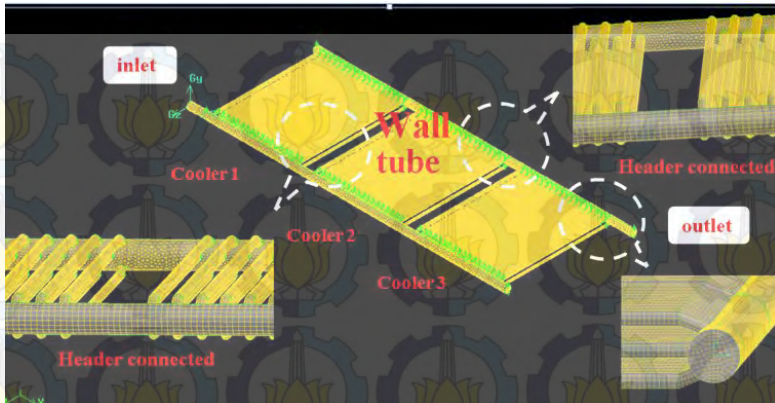
Kondisi Batas Internal Flow (3 Dimensi)							
Variabel Bebas				Variabel terkontrol			
Susunan cooler	Flow rate lube oil	Inlet		Wall pada susunan tube			Outlet
		Mass flow inlet	Temp inlet	Keef. Heat transfer	Temp. \approx	Tebal Tube	Pressure Outlet
seri	30 gpm	1,5833 kg/s	84,4 °C	Hasil simulasi eksternal flow	27 °C	0,5 mm	88 psi
	50 gpm	2,773 kg/s	84,4 °C		27 °C	0,5 mm	88 psi
	74 gpm	4,104 kg/s	84,4 °C		27 °C	0,5 mm	88 psi
paralel	30 gpm	1,5833 kg/s	84,4 °C		27 °C	0,5 mm	88 psi
	50 gpm	2,773 kg/s	84,4 °C		27 °C	0,5 mm	88 psi
	74 gpm	4,104 kg/s	84,4 °C		27 °C	0,5 mm	88 psi

3.4.2.1.2 Pembuatan *Meshing*

Kualitas dan kuantitas mesh sangat menentukan hasil simulasi. Untuk *header* dan *tube* menggunakan *meshing hexahedron (hex cooper dan map)*, sedangkan transisi dari *header* ke *tube* menggunakan *tetrahedron (T-grid)*.



(A) . Rangkaian cooler seri



(B) . Rangkaian *cooler* paralel

Gambar 3.9 Model geometri dan meshing untuk masing-masing susunan *cooler* pada gambit.

3.4.2.2 Processing

Processing merupakan proses kedua dalam simulasi CFD, yakni melakukan simulasi berdasarkan hasil *meshing* dari *domain* sistem menggunakan *software* FLUENT. Hal yang dilakukan diantaranya mengatur *solver models*, *materials*, *boundary conditions*, *operating conditions*, *control and monitoring conditions*, serta *initialize conditions*. Setelah dilakukan pengaturan, dapat dimulai proses iterasi untuk menyelesaikan simulasi. Berikut di bawah ini merupakan penjelasan lebih lanjut mengenai langkah-langkah dalam *processing*.

1. *Solver Models*

- *Viscous*

Turbulence model yang digunakan adalah $k-\epsilon$ RNG untuk analisa *lube oil* karena model turbulensi yang cukup lengkap dengan dua persamaan yang memungkinkan kecepatan turbulen dan skala panjang ditentukan secara independen. Kestabilan, ekonomis

dan akurasi yang memadai. Selain itu cocok untuk model kasus dengan bilangan *reynolds* yang relatif rendah namun mengalami turbulen dengan aliran yang terhalang tiba-tiba [13]. Sedangkan untuk k-ε standard cocok untuk analisa fluida dengan kecepatan tinggi.

- *Energy*

Persamaan energi diaktifkan dalam mendukung penyelesaian *heat-transfer* maupun efek kompresibilitas aliran terhadap perubahan tekanan dan temperatur

2. *Materials*

Material yang digunakan untuk fluida panas menggunakan material *lube oil tellus 46* dengan spesifikasi pada tabel 3.6

Tabel 3.6 Spesifikasi Material *Lube Oil*

Properties	Method	Tellus S2 M 46
ISO Viscosity Grade	ISO 3448	46
ISO Fluid Type		HM
Kinematic Viscosity	@0°C cSt	580
Kinematic Viscosity	@40°C cSt	46
Kinematic Viscosity	@100°C cSt	6.7
Viscosity Index		98
Density	@15°C kg/l	0.879
Flash Point (COC)	°C	230
Pour Point	°C	-30

Untuk material *tube* berupa solid menggunakan tembaga. Kondisi tersebut disesuaikan dengan kondisi *real* lapangan.

3. *Operating Conditions*

Operating condition digunakan untuk mengatur tekanan operasional di dalam sistem yang disimulasikan. Dalam simulasi ini, tekanan operasional diatur pada tekanan 101325 Pa.

4. *Boundary Conditions*

Parameter nilai yang dimasukkan pada simulasi susunan *lube oil cooler* seri-paralel antara lain pada inlet diberikan kondisi batas laju aliran massa dan temperatur inlet, untuk outlet

diberikan pressure outlet dengan memberi nilai pressure. Pada *tube cooler* diberikan kondisi batas berupa *wall* dengan *convection*, pada *convection* diberikan nilai input berupa koefisien *heat transfer* yang didapat dari simulasi eksternal flow, *temperature free stream* dan tebal *tube*. Pada kondisi tersebut *wall* terkonveksi dari luar *tube* oleh udara dan dari dalam *tube* oleh *lube oil*. Keseluruhan nilai untuk tiap-tiap kondisi batas merupakan data aktual dilapangan.

5. *Control and Monitoring Solutions*

Solution control yang digunakan untuk metode *pressure-velocity coupling* adalah SIMPLE dengan diskritisasi standard untuk *pressure*, *first order* untuk parameter lainnya. Pada *monitoring solutions* dilakukan pengaturan kriteria *residual* untuk parameter *continuity* sebesar 10^{-5} , *energy* sebesar 10^{-7} , *x*, *y*, dan *z* *velocity* dengan tingkat konvergensi kurang dari 10^{-4} .

6. *Initialize Conditions*

Initialize merupakan nilai awal untuk tiap parameter sebelum proses iterasi dalam simulasi berjalan. Metode inialisasi yang digunakan adalah *standart initialize*, untuk mendapatkan nilai parameter awal berdasarkan *boundary conditions* pada susunan *lube oil cooler* seri-paralel dilakukan *initialize* berupa *mass flow rate lube oil inlet*.

7. *Iterations*

Setelah keseluruhan pengaturan dilakukan, proses simulasi dimulai dengan melakukan iterasi awal sejumlah 10000 iterasi hingga memenuhi kriteria konvergensi.

3.4.2.3 *Post-processing*

Proses ini merupakan proses akhir dari simulasi. Dimana hasil simulasi berupa data kualitatif dan kuantitatif. Data kualitatif berupa visualisasi aliran, kontur temperatur, kontur tekanan, dan kontur kecepatan pada susunan *lube oil cooler* seri-paralel. Data kuantitatif berupa temperatur outlet, tekanan inlet, rata-rata

distribusi temperature, serta distribusi *mass flow lube oil* pada masing-masing *tube lube oil cooler* untuk melihat *uniformity flowrate lube oil* pada *tube*. Data kuantitatif tersebut akan diolah dengan perangkat lunak Microsoft Excel 2007 untuk mendapatkan nilai temperatur *outlet*, *cooling load*, *difference temperature*, *pressure drop*, nilai temperatur rata-rata, dan distribusi *mass flow rate* pada masing-masing *tube*. Sehingga data kuantitatif tersebut dapat ditampilkan dalam bentuk grafik.

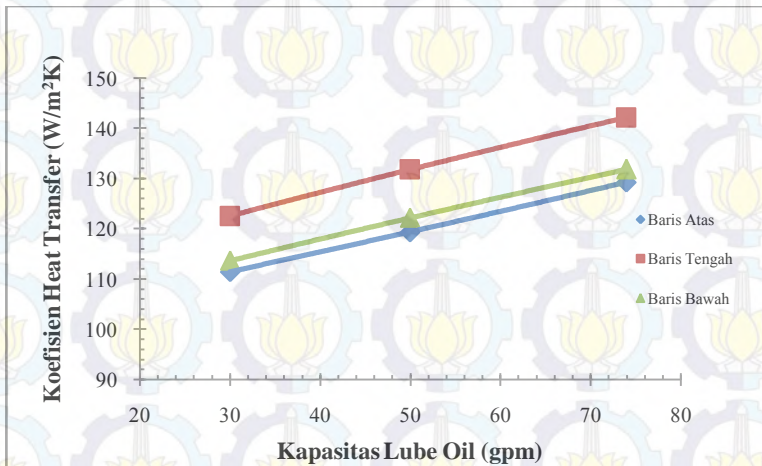


Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Nilai Koefisien Heat Transfer pada Sisi Eksternal Flow

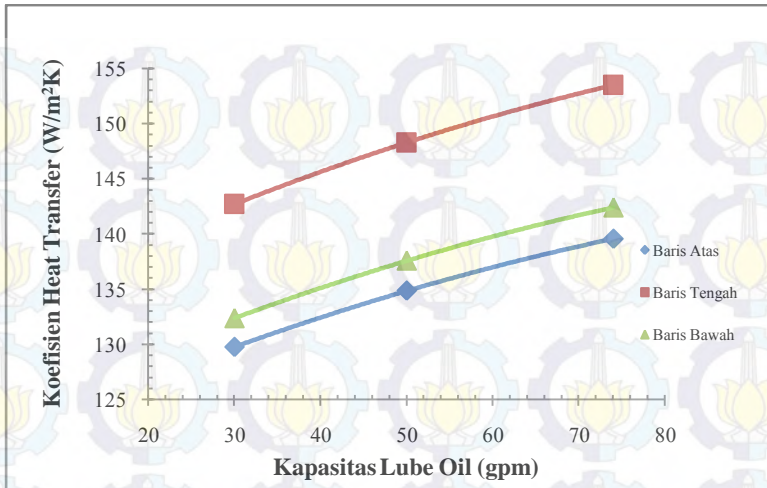
Pada sisi eksternal *flow* dilakukan simulasi 3 dimensi susunan *tube* dengan *straight fin* untuk memperoleh nilai koefisien *heat transfer* setiap baris *tube* pada variasi kapasitas *lube oil* dan susunan *cooler* dengan mendefinisikan temperatur *wall* pada *tube* yang diambil dari data lapangan. Nilai koefisien *heat transfer* yang didapat dari simulasi *eksternal flow* nantinya digunakan sebagai nilai input pada simulasi *internal flow* dengan variasi kapasitas *lube oil*. Berikut nilai rata-rata koefisien *heat transfer* pada *tube* hasil simulasi eksternal *flow*.



Gambar 4.1 Nilai rata-rata koefisien heat transfer masing-masing baris *tube* dengan variasi kapasitas *lube oil* pada susunan *lube oil cooler* seri.

Pada gambar 4.1 merupakan nilai rata-rata koefisien heat transfer pada masing-masing baris *tube* dengan variasi kapasitas *lube oil* pada susunan *lube oil cooler* seri. Semakin besar kapasitas *lube oil* maka nilai rata-rata koefisien heat transfer pada

baris tengah, baris atas dan baris bawah juga akan semakin meningkat. Pada masing-masing kapasitas lube oil yang sama, maka nilai rata-rata koefisien *heat transfer* terbesar terjadi pada baris tengah. Perbedaan nilai rata-rata koefisien *heat transfer* pada masing-masing baris disebabkan karena pengaruh susunan *tube staggered*. Susunan *tube staggered* menyebabkan pada baris tengah memiliki nilai rata-rata kecepatan lokal udara yang paling tinggi karena pengaruh pengecilan luas penampang yang dilalui oleh udara, sehingga nilai kecepatan yang tinggi menyebabkan peningkatan koefisien perpindahan panas secara konveksi. Pada *tube* baris atas memiliki nilai rata-rata koefisien *heat transfer* paling rendah karena pada *tube* ketiga aliran terhalang oleh *tube* baris bawah sehingga rata-rata kecepatan lokal udara yang melewati *tube* akan lebih rendah. Sedangkan untuk kenaikan kapasitas *lube oil* yang diikuti oleh kenaikan koefisien *heat transfer* disebabkan oleh kenaikan temperatur *surface wall* di *tube* pada setiap kenaikan kapasitas *lube oil*. Kenaikan nilai temperatur *surface wall tube* sebanding dengan kenaikan rata-rata koefisien *heat transfer* pada *tube*, sehingga semakin besar kapasitas *lube oil* maka nilai rata-rata koefisien *heat transfer* pada *tube* juga akan semakin tinggi. Hal tersebut juga berlaku pada nilai rata-rata koefisien *heat transfer* pada susunan *cooler* paralel yang ditunjukkan pada gambar dibawah 4.2.



Gambar 4.2 Nilai rata-rata koefisien heat transfer masing-masing baris *tube* dengan variasi kapasitas *lube oil* pada susunan *lube oil cooler* paralel.

Pada gambar 4.2 dapat dilihat nilai rata-rata koefisien heat transfer pada masing-masing baris *tube* dengan variasi kapasitas *lube oil* pada susunan *lube oil cooler* paralel. Secara umum memiliki trend grafik yang hampir sama dengan susunan seri. Semakin besar kapasitas *lube oil* maka nilai rata-rata koefisien heat transfer pada baris tengah, baris atas dan baris bawah juga akan semakin meningkat. Pada masing-masing kapasitas *lube oil* yang sama, maka nilai rata-rata koefisien *heat transfer* terbesar terjadi pada baris tengah. Perbandingan nilai rata-rata koefisien perpindahan panas pada susunan seri dan paralel terdapat pada tabel 4.1

Tabel 4.1 Perbandingan nilai rata-rata koefisien perpindahan panas pada susunan *cooler* seri dan paralel dengan variasi kapasitas *lube oil*

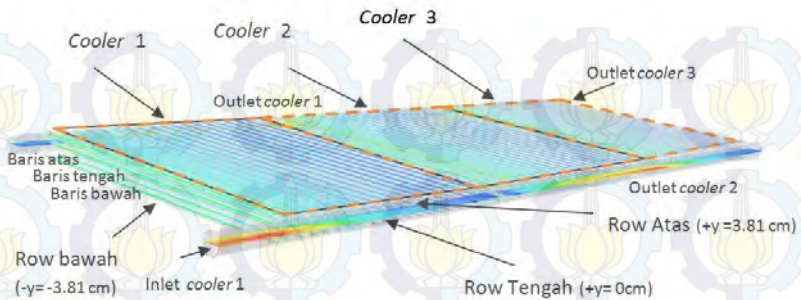
Kecepatan Udara	Kapasitas <i>Lube oil</i>	Susunan <i>Tube</i>	Koefisien <i>Heat Transfer</i> ($W/m^2.K$)	
			Susunan Seri	Susunan Paralel
20 m/s	30 gpm	Baris Atas	111,44	129,77
		Baris Tengah	122,56	142,71
		Baris Bawah	113,70	132,40
	50 gpm	Baris Atas	119,38	134,86
		Baris Tengah	131,81	148,31
		Baris Bawah	122,22	137,59
	74 gpm	Baris Atas	129,28	139,60
		Baris Tengah	142,17	153,52
		Baris Bawah	131,89	142,42

*Distribusi nilai lokal koefisien *heat transfer* terlampir

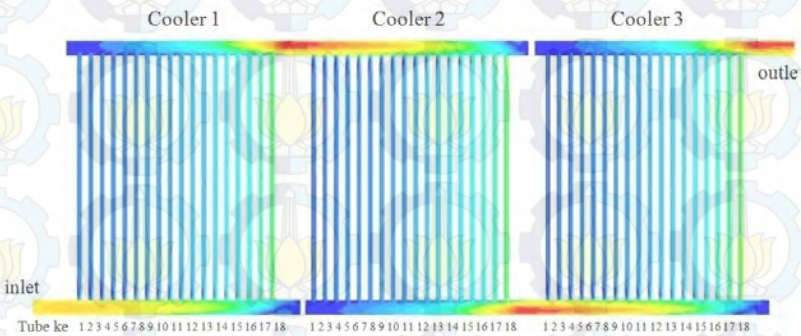
Pada tabel 4.1 merupakan perbandingan nilai rata-rata koefisien heat transfer pada susunan *cooler* seri dan susunan *cooler* paralel. Secara keseluruhan susunan *cooler* paralel memiliki rata-rata koefisien heat transfer lebih besar dari pada susunan *cooler* seri baik pada kapasitas 30 gpm, 50 gpm maupun 74 gpm. Hal tersebut terjadi karena temperatur *surface wall* susunan *cooler* paralel lebih besar dari pada susunan *cooler* seri. Sehingga dalam hal ini susunan *cooler* paralel memiliki koefisien heat transfer lebih besar daripada susunan *cooler* seri pada masing-masing baris *tube* dan variasi kapasitas *lube oil*.

4.2 Posisi dan Cara Pengambilan Data pada Simulasi Internal Flow

Pengamatan dilakukan dengan melihat distribusi mass *flow rate* pada setiap *tube*, temperatur dan penurunan tekanan pada sisi inlet-outlet masing-masing *cooler* serta kontur kecepatan, tekanan dan temperatur pada masing-masing baris dan *cooler* sebagai pengaruh perubahan susunan *cooler* seri-paralel dan variasi kapasitas *lube oil*.



Gambar 4.3 Posisi pengambilan data pada *iso-surface* susunan cooler.



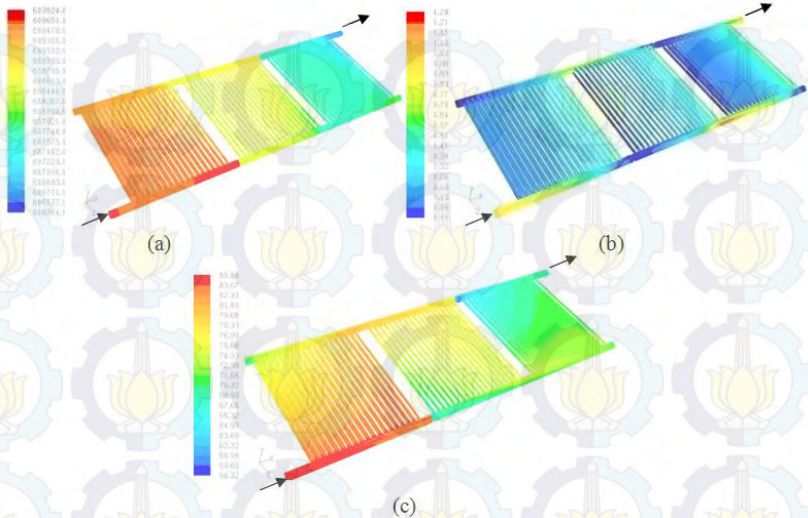
Gambar 4.4 Posisi pengambilan *flow rate* pada masing – masing tube dan cooler

Untuk mengetahui distribusi *flow rate* pada setiap tube yang terjadi di dalam *lube oil cooler* secara kualitatif, dilakukan pengambilan data secara *iso-surface* pada setiap baris susunan tube. Gambar 4.3 merupakan gambaran posisi pengambilan data *iso-surface* yang digunakan. Pada posisi $+y = 0$ cm merupakan *iso surface* untuk baris bagian tengah (*row tengah*) pada susunan tube, sedangkan untuk $+y = 3.81$ cm untuk baris atas (*row atas*) dan $-y = -3.81$ cm untuk baris bawah (*row bawah*). Sedangkan pengambilan data distribusi *mass flow rate* secara kuantitatif dilakukan dengan membuat interior pada masing-masing tube

untuk memperoleh nilai *mass flow rate* secara akurat pada masing-masing *tube* yaitu dengan *report-flux-mass flow rate*. Penomoran *tube* pada masing-masing *cooler* terlihat pada gambar 4.4. Pada masing-masing *cooler* memiliki 18 kolom *tube* dan 3 baris *tube*. Pengambilan data temperatur inlet, temperatur outlet, *pressure* inlet dan *pressure* outlet pada setiap variasi *flow rate lube oil* dan susunan *cooler* seri-paralel dilakukan dengan mengambil nilai rata-rata pada sisi inlet dan outlet *cooler 1, cooler 2* dan *cooler 3*. Pengamatan pada setiap baris (*row*) susunan *tube* dilakukan untuk mengetahui pengaruh variasi kapasitas aliran *lube oil* dan susunan *coole* seri-paralel terhadap distribusi *flowrate* yang masuk pada setiap *tube* dan perpindahan panas yang terjadi.

4.3 Validasi Kondisi Existing

Pengambilan data hasil simulasi dilakukan pada iterasi ke-8000 dengan terpenuhinya kriteria konvergensi 10^{-5} untuk parameter *continuity*, dan 10^{-7} untuk parameter energi dan *mass balance* dibawah 0.5% serta 10^{-4} untuk *x, y, z velocity*. Untuk mengetahui keakuratan hasil simulasi, dilakukan validasi perbandingan data yang diperoleh dari hasil simulasi terhadap data aktual pengoperasian *lube oil cooler* PT. EMP unit bisnis Malacca Straits yang disusun secara seri pada kapasitas 50 gpm. Sehingga nantinya dapat diketahui seberapa besar *error* hasil simulasi terhadap data aktual. Proses validasi ditinjau pada nilai temperatur keluar *cooler*, tekanan inlet sebelum masuk *lube oil cooler* dan *mass flow lube oil cooler* yang disusun secara seri pada kapasitas 50 gpm Berikut hasil simulasi pada kondisi existing (susunan *cooler* seri 50 gpm).



Gambar 4.5 a. Kontur *Static Pressure* (Pa), b. *Velocity Magnitude* (m/s), c. dan *Statik Temperatur* ($^{\circ}\text{C}$) pada kondisi *existing*.

Pada gambar 4.5(a) dapat dilihat bawah kontur tekanan statik mengalami penurunan dari sisi inlet *cooler* 1 ke sisi outlet *cooler* 3. Tekanan terendah terjadi *cooler* 3 kemudian lebih tinggi *cooler* 2 dan paling tinggi *cooler* 1. Pada masing-masing *cooler* dapat dilihat degradasi warna pada masing-masing *tube* berbeda-beda yang menunjukkan tekanan statik pada masing-masing *tube* berbeda. Sedangkan pada gambar 4.5(b) merupakan kontur kecepatan *lube oil* di dalam *tube* dan *header*. Dapat dilihat kecepatan terbesar ditunjukkan dengan warna merah pada posisi sambungan antar *cooler*. Pada susunan *tube* degradasi warna berbeda-beda, hal tersebut menunjukkan kecepatan *lube oil* di dalam masing-masing *tube* tidak seragam. Kecepatan terbesar didalam susunan *tube* terjadi pada *tube* terakhir (*tube* ke-18) ditunjukkan dengan warna hijau kekuning-kuningan, kemudian kecepatan lebih rendah terjadi pada *tube* sebelumnya secara berurutan hingga kecepatan paling rendah dapat dilihat pada *tube* yang paling awal (*tube* ke-1) ditunjukkan dengan warna biru tua.

Pada gambar 4.5(c) menunjukkan kontur temperatur dari *lube oil* didalam *tube* dan *header* yang mengalami proses pendinginan dengan konveksi paksa. Temperatur inlet sebesar 84,4 °C masuk ke dalam *lube oil cooler* ditunjukkan dengan warna merah. Proses pendinginan *lube oil* ditunjukkan dengan degradasi warna pada gambar 4.5(c). Rata-rata temperatur tertinggi terjadi pada *cooler* 1 kemudian lebih rendah *cooler* 2 dan paling rendah pada *cooler* 3. Didalam susunan *tube* dapat dilihat degradasi warna yang berbeda pada masing-masing *tube*. Pada kondisi existing, nilai temperatur inlet, temperatur outlet, *pressure* inlet, *pressure* outlet hasil dari simulasi akan dibandingkan dengan kondisi operasi pada susunan *cooler* seri dengan kapasitas 50 gpm. Dari perbandingan tersebut akan diperoleh nilai error dari domain yang dibuat. Besarnya nilai error menentukan layak atau tidaknya suatu domain untuk dilakukan proses simulasi lebih lanjut. Jika nilai error tidak lebih dari 1 % maka domain tersebut layak untuk disimulasikan. Berikut tabel perbandingan data hasil simulasi dan data aktual pada kondisi existing.

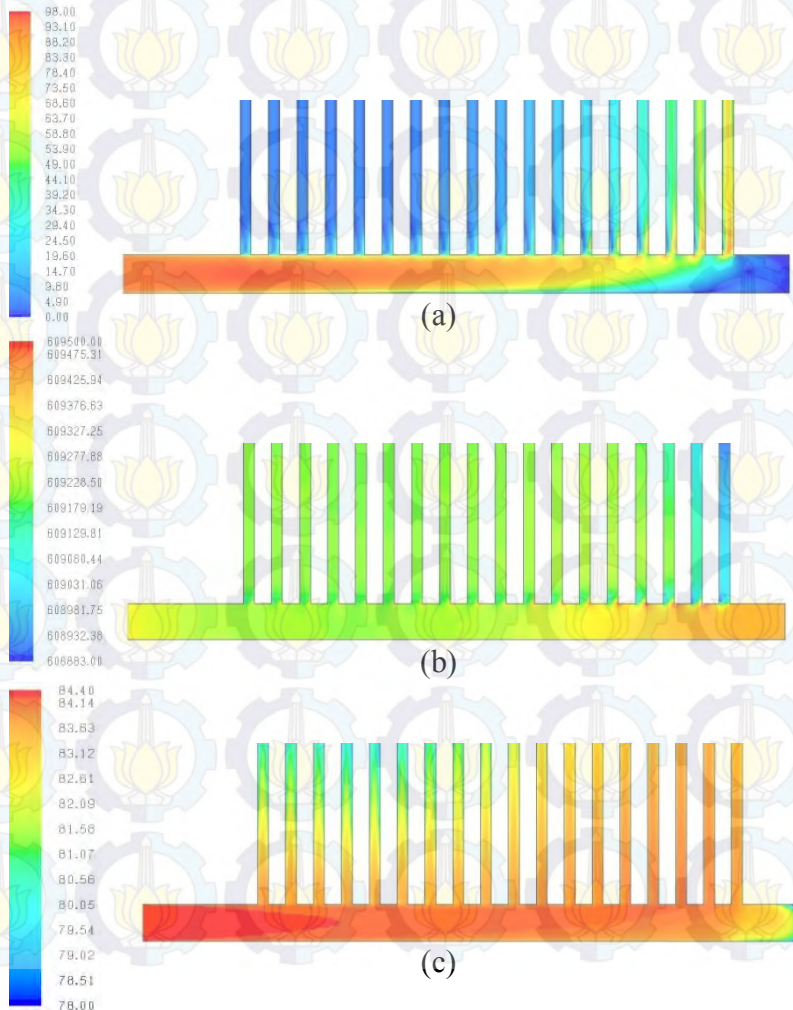
Tabel 4.2 Perbandingan hasil simulasi terhadap data aktual pada kondisi existing

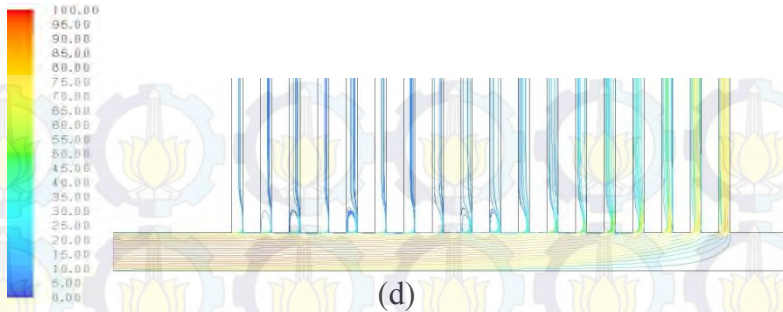
Validasi					
Susunan <i>cooler</i> seri pada <i>Flow rate</i> 50 gpm					
Parameter	Press. Inlet	Temp. Inlet	Press. Outlet	Temp. Outlet	Mass <i>Flow</i> outlet
Data Aktual	610255,5 Pa	84,4 °C	606739 Pa	68,3 °C	2,773 kg/s
Hasil Simulasi	609713,5 Pa	84,4 °C	606739 Pa	68,754°C	2,7732 kg/s
Error	0,09%	-	-	0,66%	0,04%

Pada tabel perbandingan hasil simulasi dengan data aktual/operasional didapatkan nilai error tidak lebih dari 1 % pada

masing-masing parameter. Maka dengan nilai error yang rendah, domain layak untuk dilakukan proses simulasi lebih lanjut dengan variasi kapasitas aliran *lube oil* serta merubah susunan *cooler* menjadi paralel.

4.4 Hasil Simulasi Susunan *Lube oil Cooler* secara Seri





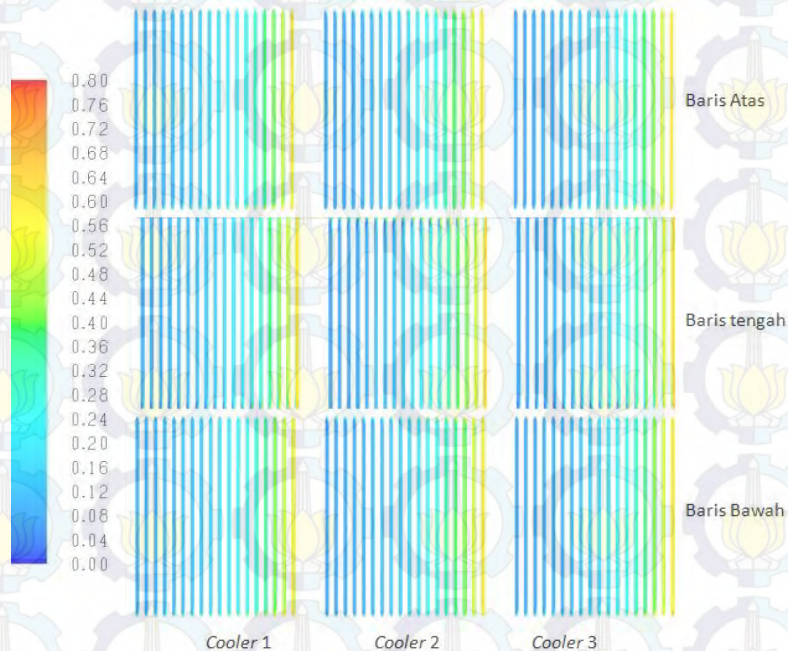
Gambar 4.6 Iso-surface (a). Kontur kecepatan (cm/s), (b). Kontur Tekanan (Pa), (c). Kontur Temperatur ($^{\circ}\text{C}$), (d). Pathline (cm/s) pada header inlet cooler pertama untuk susunan cooler seri dengan kapasitas 50 gpm.

Pada gambar 4.6(a) menunjukkan kontur kecepatan pada sisi header inlet cooler 1 untuk susunan cooler dipasang seri. Pada masing-masing tube memiliki nilai kecepatan yang berbeda-beda. Kecepatan terbesar terjadi pada tube terakhir/ujung kemudian lebih rendah pada tube sebelumnya hingga pada tube pertama memiliki kecepatan paling kecil. Distribusi kecepatan tersebut nampak jelas pada gambar 4.6(d) berupa pathline aliran lube oil. Dari gambar pathline nampak bahwa aliran sebelum masuk pada tube pertama mengalami back flow yang lebih besar dan flow rate yang kecil. Pada tube kedua back flow menjadi lebih kecil hingga tube berikutnya sampai pada tube ke 17 back flow mulai tidak terlihat dan flow rate menjadi lebih besar pada tube terakhir. Back flow yang terjadi pada tube dikarenakan momentum aliran dari lube oil pada header tidak mampu melawan tekanan statik didalam tube atau momentum aliran tidak mampu melawan mayor losses dan minor losses didalam tube. Sehingga terjadi ketidakseragaman flow rate di dalam tube. Ketidakterseragaman tersebut menyebabkan beban pendinginan pada masing-masing tube tidak merata seperti terlihat pada kontur temperatur lube oil 4.6(c). Sedangkan pada ujung header merupakan daerah bertekanan tinggi karena pada posisi tersebut terdapat daerah stagnasi dari momentum aliran, hal itu pula yang

menyebabkan *flow rate* pada *tube* ke 18 menjadi lebih besar karena pada daerah inlet *tube* dekat dengan daerah stagnasi aliran pada ujung *header*, seperti terlihat pada kontur tekanan 4.6(b). Ketika terjadi stagnasi, tekanan menjadi semakin besar sehingga *flow rate* terbesar terjadi pada daerah dekat stagnasi.

4.4.1 Hasil Simulasi Distribusi *Flow Ratio*

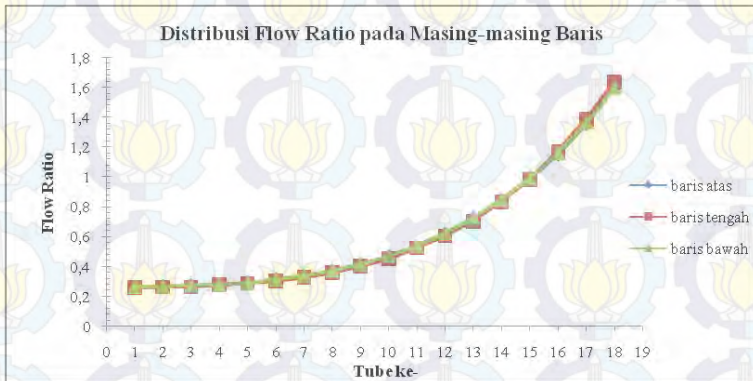
4.4.1.1 Distribusi *Flow ratio* masing-masing *Tube* pada Susunan *Cooler* Seri dengan Kapasitas 50 *gpm*.



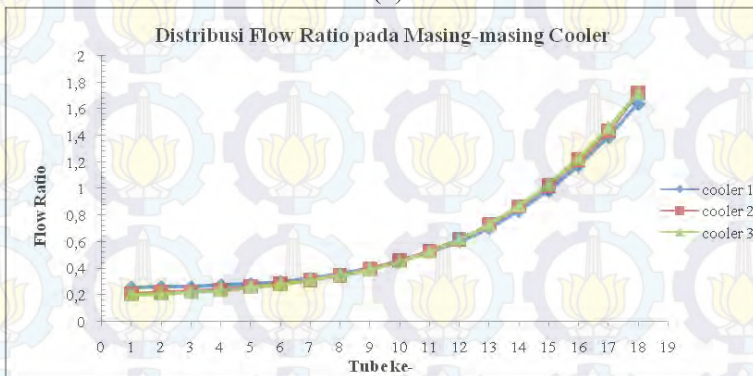
Gambar 4.7 Iso-surface kontur kecepatan (m/s) pada masing-masing susunan *tube* dan *cooler* pada kapasitas 50 *gpm*.

Pada gambar 4.7 dapat dilihat kecepatan terbesar ditunjukkan dengan warna orange pada *tube* ke 18 sebesar 0,78 m/s pada masing-masing *cooler*, kemudian kecepatan lebih rendah terjadi pada *tube* sebelumnya secara berurutan hingga kecepatan paling rendah dapat dilihat pada *tube* yang paling awal

(*tube ke-1*) direpresentasikan dengan warna biru tua sebesar 0,06 m/s. Dari kontur kecepatan tersebut dapat diketahui bahwa distribusi *mass flow rate* di dalam *tube* tidak seragam. Keseragaman *mass flow rate lube oil* pada masing-masing *tube* akan berpengaruh terhadap efektifitas perpindahan panas. Untuk fluida inkompresibel, besarnya *mass flow rate* pada masing-masing *tube* dapat diketahui dengan distribusi *flow ratio*.



(a)

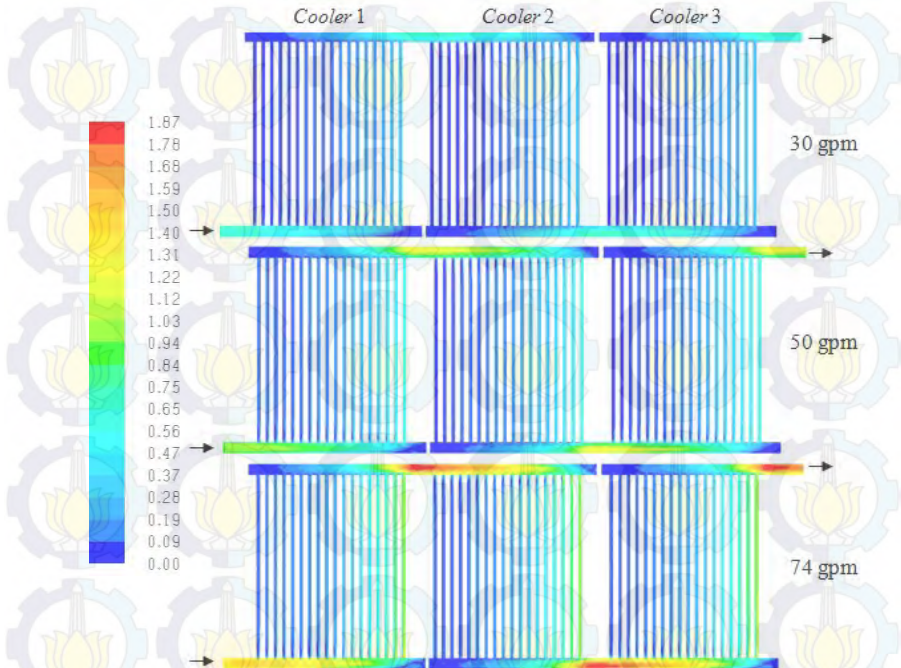


(b)

Gambar 4.8 Distribusi *flow ratio lube oil* pada kapasitas 50 gpm pada masing-masing *tube* untuk masing-masing baris (a) dan masing-masing cooler (b) dengan susunan cooler dipasang seri.

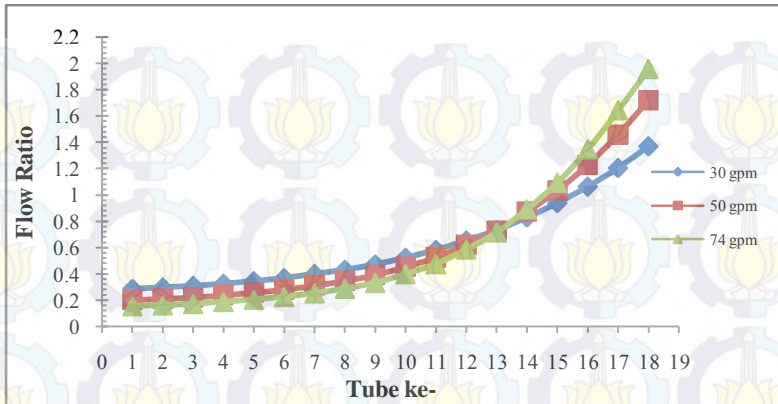
Pada gambar 4.8(a) nampak distribusi *flow ratio lube oil* pada baris tengah, baris atas dan baris bawah. Pada masing-masing baris nampak memiliki trendline yang saling berimpit, sehingga dapat dikatakan pada masing-masing baris tidak terjadi perbedaan yang signifikan karena pengaruh ketinggian pada susunan *tube*. Sehingga nilai *flow ratio* pada salah satu baris dapat mewakili *flow ratio* pada baris lainnya. Pada gambar 4.8 (b) pada susunan *cooler* seri distribusi *flow ratio* pada masing-masing *cooler* (*cooler 1*, *cooler 2* dan *cooler 3*) memiliki nilai dan trend line yang hampir sama walaupun dapat kita lihat bahwa pada *cooler 1* sedikit lebih landai atau *uniform* jika dibandingkan dengan *cooler 2* dan *cooler 3*. Hal tersebut dapat diketahui dengan menghitung standard deviasi untuk *flow ratio* pada *cooler 1*, *cooler 2* dan *cooler 3* secara berurutan sebesar **0,42**, **0,45**, dan **0,46**. Semakin kecil nilai standard deviasi maka distribusi *flow rate* pada *tube* akan semakin *uniform*. Pada susunan *tube flow ratio* terbesar pada *tube* ke 18 untuk setiap baris, kemudian lebih rendah pada *tube* sebelumnya, menurun secara eksponensial sampai *flow ratio* paling rendah pada *tube* ke 1 pada setiap baris.

4.4.1.2 Distribusi *Flow ratio* Pada Variasi Kapasitas *Lube oil*



Gambar 4.9 *Iso-surface* kontur kecepatan (m/s) pada variasi kapasitas *lube oil*.

Pada gambar 4.9 merupakan *iso-surface* kontur kecepatan pada baris tengah susunan *cooler* seri dengan variasi kapasitas *lube oil*. Pada gambar nampak kecepatan terbesar terjadi pada setiap sambungan *cooler* untuk semua variasi kapasitas *lube oil*. Nampak distribusi kecepatan *lube oil* didalam *tube* pada masing-masing variasi kapasitas *lube oil* terlihat tidak seragam. Ketidakteraturan kecepatan *lube oil* didalam *tube* terlihat pada degradasi warna pada *tube*. Degradasi warna cukup mencolok diperlihatkan pada *tube* awal dan akhir pada kapasitas 74 gpm. Pada kapasitas 30 gpm degradasi warna pada *tube* awal dan akhir tidak begitu terlihat. Untuk lebih jelas mengenai distribusi *flowrate* pada masing-masing *tube*, dapat dilihat grafik distribusi *flow ratio* *lube oil* setiap *tube* pada gambar 4.10.



Gambar 4.10 Distribusi *flow ratio* lube oil pada susunan cooler seri dengan variasi kapasitas lube oil.

Pada gambar 4.10 menunjukkan distribusi *flow ratio* dengan variasi kapasitas lube oil pada susunan cooler seri. Pengambilan data dilakukan pada baris tengah karena untuk masing-masing baris memiliki *flow ratio* yang relatif sama, seperti yang telah dijelaskan sebelumnya pada gambar 4.8(a). Selain itu untuk cooler 1, cooler 2 dan cooler 3 juga memiliki *flow ratio* yang relatif hampir sama sehingga pengambilan data dilakukan pada cooler 1. Pada kapasitas 30 gpm, 50 gpm, dan 74 gpm, *flow ratio* terbesar terjadi pada tube ke-18 kemudian menurun secara eksponensial hingga *flow ratio* terkecil pada tube pertama, sehingga artinya distribusi *mass flow lube oil* pada masing-masing tube tidak merata dan *mass flow rate* terbanyak pada tube ke-18 dan terkecil pada tube pertama. Pada kapasitas 30 gpm memiliki gradien yang lebih landai dibandingkan pada kapasitas 50 gpm dan 74 gpm. Gradien paling curam terjadi pada kapasitas 74 gpm. Pada kapasitas 30 gpm, distribusi *flow ratio* pada masing-masing tube cenderung lebih *uniform* dengan standard deviasi sebesar **0,315**, jika dibandingkan dengan kapasitas 50 gpm dengan standard deviasi sebesar **0,442** dan 74 gpm dengan standard deviasi terbesar yaitu **0,53**. Berikut tabel tingkat keseragaman *flow rate lube oil* pada masing-masing tube

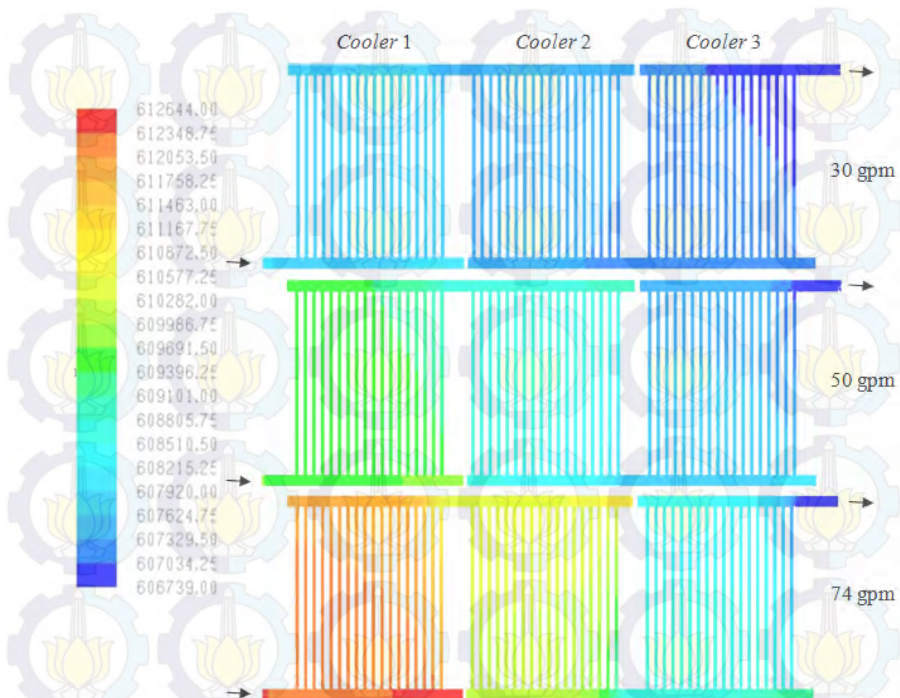
untuk susunan *cooler* seri yang ditunjukkan dengan nilai standard deviasi dari *flow ratio*.

Tabel 4.3 Standard Deviasi *Flow Ratio* Pada Masing-Masing *Cooler* Dan Variasi Kapasitas Aliran Lube Oil

Kapasitas Lube Oil	Standard Deviasi <i>Flow Ratio</i>			
	<i>Cooler 1</i>	<i>Cooler 2</i>	<i>Cooler 3</i>	Total
30 Gpm	0,298	0,33089	0,33505	0,31561
50 Gpm	0,42604	0,45915	0,46479	0,44174
74 Gpm	0,51817	0,54328	0,55248	0,52793

Pada tabel terlihat bahwa semakin besar kapasitas lube oil maka standard deviasi *flow ratio* juga akan semakin besar, semakin besar standard deviasi *flow ratio* maka keseragaman *flow rate* pada masing-masing tube akan semakin rendah, begitu juga sebaliknya. Pada *cooler 1* terlihat memiliki standard deviasi yang lebih kecil dibandingkan *cooler 2* dan *cooler 3*, artinya pada *cooler 1* *flow rate* yang mengalir pada masing-masing tube lebih seragam. Pada *cooler 1* kapasitas 30 gpm memiliki keseragaman *flow rate* yang paling baik. Sedangkan pada *cooler 3* kapasitas 74 gpm memiliki keseragaman *flow rate* yang paling buruk.

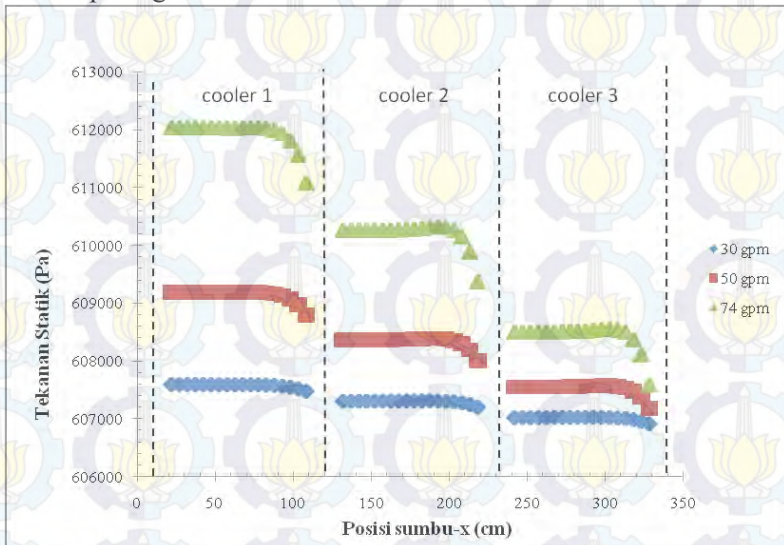
4.4.2 Analisa Tekanan



Gambar 4.11 Kontur tekanan statik (Pa) pada baris tengah (*iso-surface*) dengan variasi kapasitas *lube oil*.

Pada gambar 4.11 merupakan *iso-surface* kontur tekanan statik pada baris tengah susunan *lube oil cooler* dipasang secara seri dengan variasi kapasitas *lube oil*. Pada gambar dapat dilihat distribusi tekanan statik pada setiap *tube* masing-masing *cooler* tidak merata atau tidak *uniform*. Hal tersebut menunjukkan bahwa distribusi kecepatan *lube oil* didalam masing-masing *tube* juga tidak merata sesuai hukum *bernoulli* dimana kecepatan berbanding terbalik dengan tekanan statik. Pada *cooler 3* memiliki tekanan statik rata-rata terendah pada masing-masing variasi kapasitas *lube oil*. sedangkan tekanan statik rata-rata tertinggi pada *cooler 1* untuk semua variasi kapasitas *lube oil*.

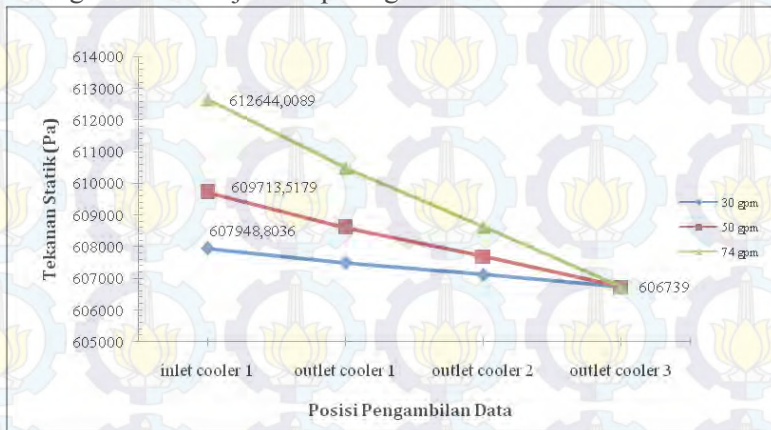
Tekanan statik tertinggi terjadi pada *header inlet cooler* pertama untuk masing-masing kapasitas lube oil. Pada *tube* ke-18 masing-masing *cooler* memiliki tekanan statik paling rendah jika dibandingkan dengan *tube* sebelumnya. Penurunan tekanan didalam *tube* terlihat tidak seragam, hal tersebut terjadi karena kecepatan didalam *tube* juga tidak seragam. Degradasi warna pada kapasitas 30 gpm terlihat lebih *uniform* dibandingkan pada kapasitas 50 gpm dan 74 gpm. Pada kapasitas 74 gpm nampak jelas terlihat penurunan tekanan pada masing-masing *tube*. Untuk lebih jelas melihat distribusi tekanan statik pada sumbu-x dapat terlihat pada gambar 4.12



Gambar 4.12 Distribusi tekanan statik *lube oil* pada susunan *tube* untuk susunan *cooler* seri terhadap sumbu-x (cm).

Pada grafik 4.12 terlihat rata-rata tekanan statik terbesar terjadi pada kapasitas 74 gpm dan terendah pada kapasitas 30 gpm. Pada ujung masing-masing *cooler* tekanan statik mengalami penurunan yang cukup signifikan. Penurunan tekanan statik pada masing-masing *cooler* paling besar terjadi pada kapasitas 74 gpm,

disusul oleh kapasitas 50 gpm dan pada kapasitas 30 gpm penurunan pada masing-masing *cooler* relatif kecil. Semakin besar kapasitas lube oil maka penurunan tekanan atau pressure drop pada masing-masing *cooler* akan semakin besar. Untuk melihat penurunan tekanan statik pada posisi inlet- outlet masing-masing *cooler* ditunjukkan pada gambar 4.13

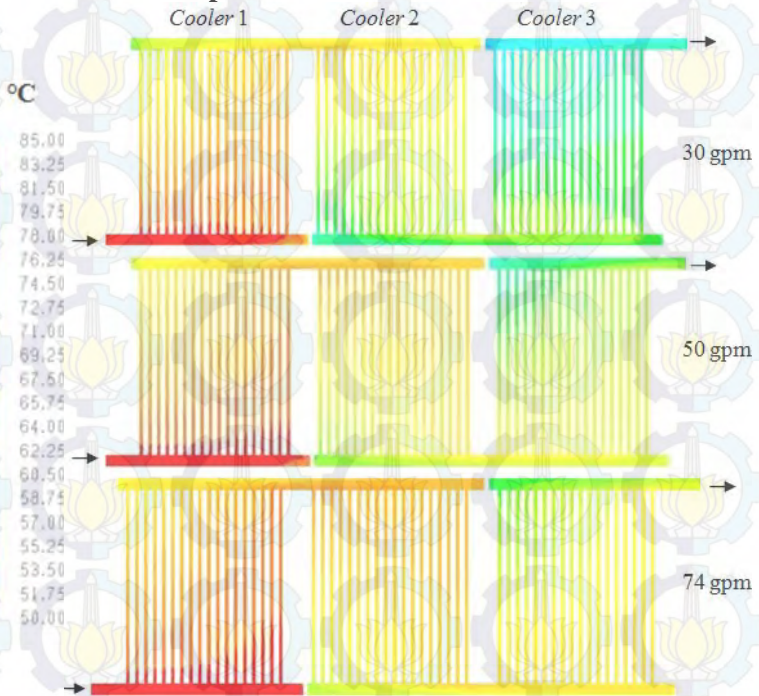


Gambar 4.13 Grafik distribusi penurunan tekanan statik pada posisi inlet-outlet masing-masing *cooler* pada susunan *cooler* seri dengan variasi kapasitas *flow rate* lube oil.

Pada gambar 4.13 menunjukkan grafik distribusi penurunan tekanan statik dari inlet *cooler* 1 sampai outlet *cooler* 3 pada variasi kapasitas lube oil dengan susunan *cooler* seri. Penurunan tekanan statik pada masing-masing variasi kapasitas lube oil cenderung linier namun memiliki gradien atau tren yang berbeda pada masing-masing variasi kapasitas lube oil. Gradien paling tinggi atau paling curam ditunjukkan pada kapasitas lube oil 74 gpm kemudian agak landai pada kapasitas lube oil 50 gpm dan paling landai pada kapasitas 30 gpm. Tekanan terbesar pada sisi inlet *cooler* 1 terjadi pada kapasitas lube oil 74 gpm sebesar **612644 Pa** kemudian lebih rendah pada 50 gpm yaitu sebesar **609713,52 Pa** dan tekanan paling rendah yang dibutuhkan untuk melakukan pelumasan adalah pada kapasitas 30 gpm dengan

tekanan **607948,8 Pa**. Pada posisi yang sama, semakin besar kapasitas lube oil maka akan semakin besar nilai tekanan statik sehingga pada sisi inlet yang dibutuhkan tekanan statik lebih besar untuk mengalirkan *lube oil*. Sedangkan pada sisi outlet, besarnya tekanan statik sama sebesar 606739 Pa. Pada tekanan tersebut digunakan sebagai kondisi batas karena merupakan syarat tekanan *lube oil* sebelum masuk ke *gas turbine* untuk melakukan proses pelumasan.

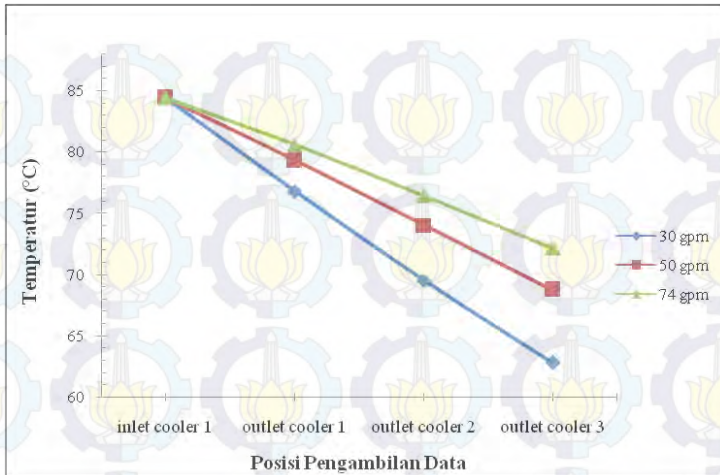
4.4.3 Analisa Temperatur



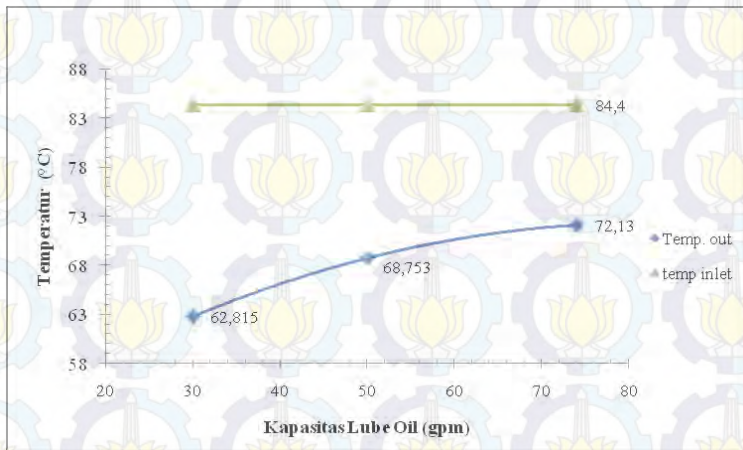
Gambar 4.14 Iso-surface kontur temperatur pada baris tengah ($+y = 0$ cm) pada susunan cooler seri dengan variasi kapasitas *lube oil*.

Pada gambar 4.14 merupakan iso-surface kontur temperatur pada baris tengah susunan *lube oil cooler* dipasang

secara seri. Proses pendinginan *lube oil* ditunjukkan dengan degradasi warna dari merah ke warna biru. Temperatur inlet pada *cooler* sebesar $84,4\text{ }^{\circ}\text{C}$ masuk ke dalam *header lube oil cooler 1* ditunjukkan dengan warna merah kemudian didinginkan dengan masuk ke dalam jajaran *tube*. Didalam susunan *tube* dapat dilihat degradasi warna yang berbeda pada masing-masing *tube*. Hal tersebut diakibatkan karena ketidakseragaman *flowrate lube oil* yang masuk pada masing-masing *tube* sehingga beban pendinginan pada masing-masing *tube* menjadi berbeda-beda sehingga mempengaruhi efektifitas pendinginan pada *lube oil cooler*. Pada *tube* terakhir (*tube* ke -18) pada masing-masing *cooler* memiliki temperatur yang relatif lebih tinggi jika dibandingkan dengan *tube* bagian awal masuk masing-masing *cooler*. Hal tersebut disebabkan karena pada *tube* ke 18 masing-masing *cooler* mengalir *mass flow lube oil* yang lebih besar ditunjukkan dengan besarnya *flow ratio* pada pembahasan sebelumnya. Pada kapasitas *flow rate* 30 gpm dapat dilihat degradasi warna lebih *uniform* pada setiap *tubenya* jika dibandingkan dengan kapasitas 50 gpm dan 74 gpm. Dari kontur tersebut dapat dilihat bahwa temperatur outlet *cooler* dengan kapasitas 30 gpm menghasilkan temperatur yang paling rendah kemudian lebih tinggi pada kapasitas 50 gpm dan temperatur outlet *cooler* paling tinggi pada kapasitas 74 gpm. Distribusi temperatur outlet masing-masing *cooler* pada variasi kapasitas *lube oil* ditunjukkan pada grafik dibawah.



(a)



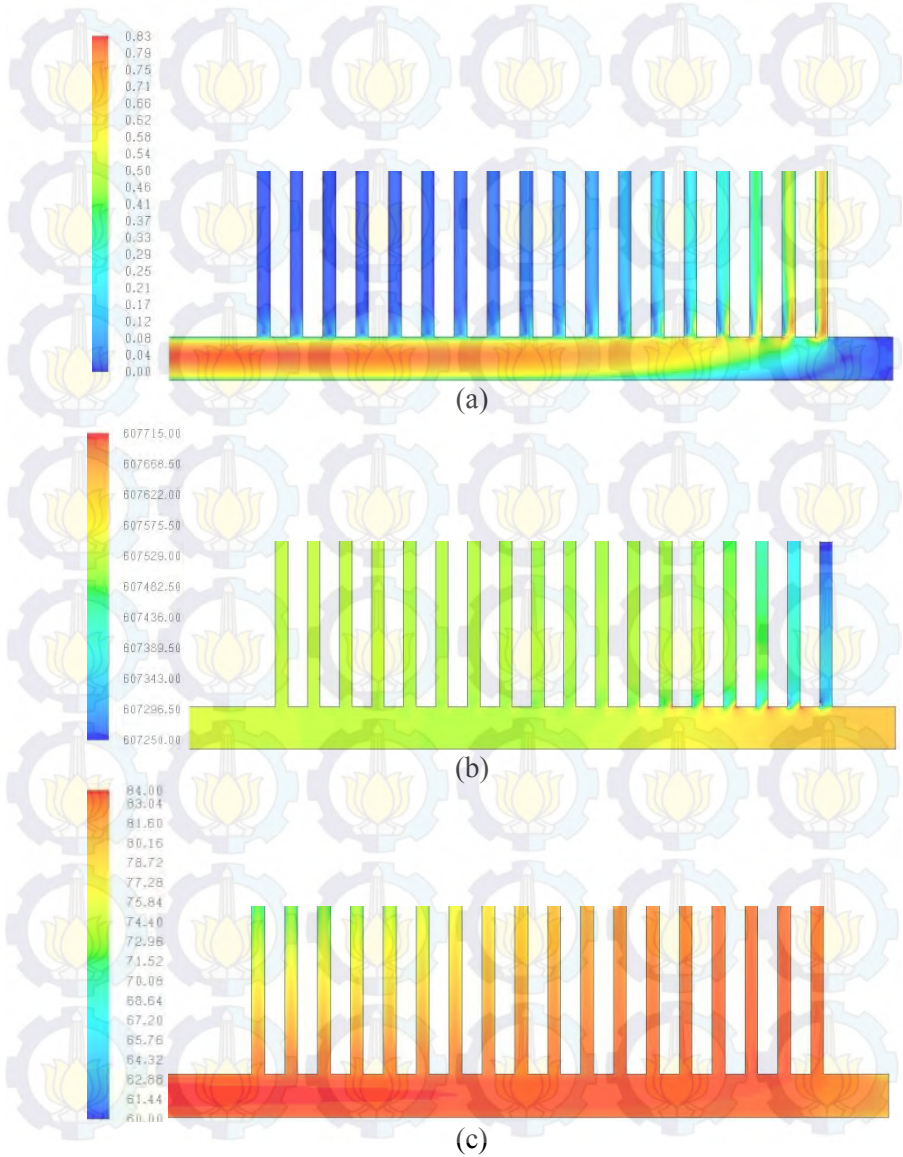
(b)

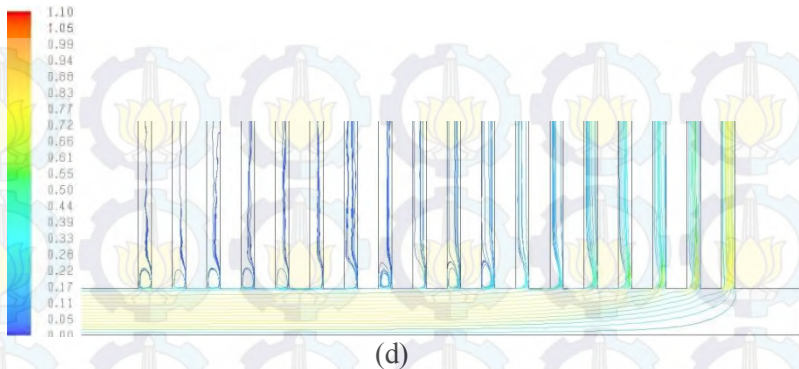
Gambar 4.15 (a). Grafik distribusi temperatur pada posisi inlet-outlet masing-masing cooler, (b). Grafik temperatur outlet fungsi variasi kapasitas lube oil pada susunan cooler seri.

Pada gambar 4.15(a) menunjukkan grafik distribusi penurunan temperatur dari inlet cooler 1 sampai outlet cooler 3

pada susunan *cooler* seri dengan variasi kapasitas *lube oil*. Penurunan temperatur pada masing-masing variasi kapasitas *lube oil* cenderung linier namun memiliki gradien yang berbeda. Gradien paling tinggi atau paling curam ditunjukkan pada kapasitas *lube oil* 30 gpm kemudian agak landai pada kapasitas *lube oil* 50 gpm dan paling landai pada kapasitas 74 gpm. Pada kapasitas 30 gpm pada outlet cooler 1, 2 dan 3 secara berurutan sebesar 76,6°C, 69,52°C, 62,82°C, Sedangkan pada kapasitas 50 gpm sebesar 79,28°C, 74°C, 68,75°C. Pada kapasitas 74 gpm pada outlet cooler 1, 2 dan 3 secara berurutan sebesar 80,56°C, 76,43°C, 72,13°C. Pada gambar 4.15(b). Terlihat bahwa semakin besar kapasitas *lube oil* maka temperatur outlet *cooler* akan semakin. Temperatur outlet *lube oil* paling rendah terjadi pada kapasitas *lube oil* 30 gpm sebesar **62,815°C** kemudian lebih tinggi yaitu kapasitas 50 yaitu sebesar **68,753°C** dan temperatur outlet *lube oil* paling tinggi terjadi pada kapasitas *lube oil* 74 gpm yaitu sebesar **72,13°C**. Selain itu, selisih temperatur outlet pada penurunan kapasitas *lube oil* dari 74 gpm ke 50 gpm tidak terlalu signifikan yaitu sebesar **3,35°C**, jika dibandingkan dengan selisih temperatur outlet pada penurunan kapasitas *lube oil* dari 50 gpm ke 30 gpm sebesar **5,9°C**.

4.5 Hasil Simulasi Susunan *Lube oil Cooler* Secara Paralel





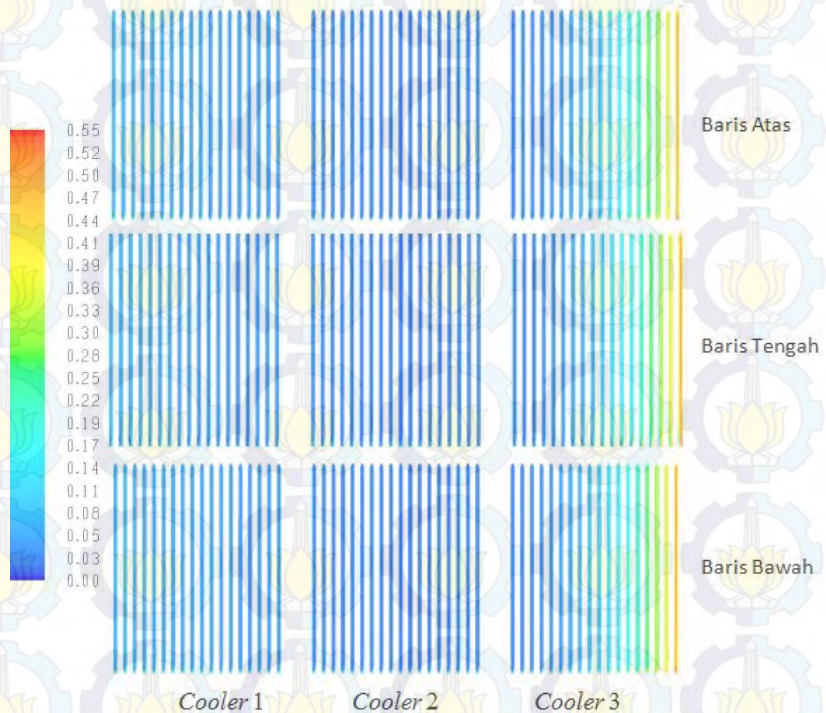
Gambar 4.16 Iso-surface (a). Kontur kecepatan (m/s), (b). Kontur Tekanan (Pa), (c). Kontur Temperatur ($^{\circ}\text{C}$), (d). Pathline (m/s) pada header inlet cooler ketiga untuk susunan cooler paralel dengan kapasitas 50 gpm.

Pada gambar 4.16(a) menunjukkan kontur kecepatan pada sisi header inlet cooler 3 untuk susunan cooler dipasang paralel. Pada masing-masing tube memiliki nilai kecepatan yang berbeda-beda. Kecepatan terbesar terjadi pada tube terakhir/ujung sebesar 0,8 m/s kemudian lebih rendah pada tube sebelumnya hingga pada tube pertama memiliki kecepatan paling kecil pada cooler 3. Distribusi kecepatan tersebut nampak jelas pada gambar 4.16(d) berupa pathline aliran lube oil. Dari gambar pathline nampak bahwa aliran sebelum masuk pada tube awal mengalami back flow atau terjadi vortex dan flow rate yang masuk relatif kecil. Back flow mulai mengecil dan menghilang pada 3 tube terakhir pada cooler 3 dan flow rate menjadi lebih besar pada tube terakhir. Back flow yang terjadi pada tube dikarenakan momentum aliran dari lube oil pada header tidak mampu melawan tekanan statik atau pressure drop didalam tube. Namun ketika pada ujung header cooler 3 aliran lube oil mengalami stagnasi, ditunjukkan dengan besarnya atau meningkatnya tekanan pada ujung header cooler 3 pada gambar 4.16(b). Sehingga pada kondisi tersebut total pressure pada lube oil telah mampu melawan pressure drop didalam tube, sesuai dengan karakteristik fluida yang mengalir

dari tekanan tinggi ke tekanan rendah maka pada tube yang dekat ujung header mengalir *mass flow* yang lebih besar. Ketidakeragaman kapasitas oil yang masuk ke dalam masing-masing *tube* menyebabkan beban pendinginan pada masing-masing *tube* tidak merata sehingga menurunkan efektifitas pendinginan *cooler* seperti terlihat pada kontur temperatur *lube oil* 4.16 (c).

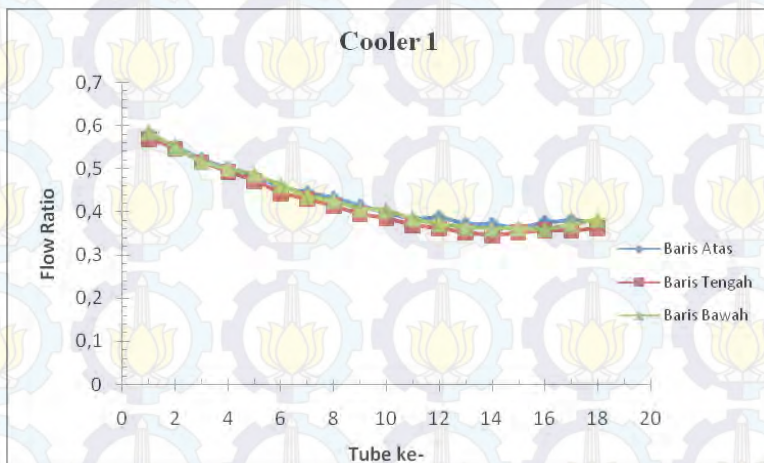
4.5.1 Hasil Simulasi Distribusi *Flow Ratio*

4.5.1.1 Distribusi *Flow ratio* masing-masing *tube* pada Susunan *Cooler* Paralel dengan Kapasitas 50 gpm

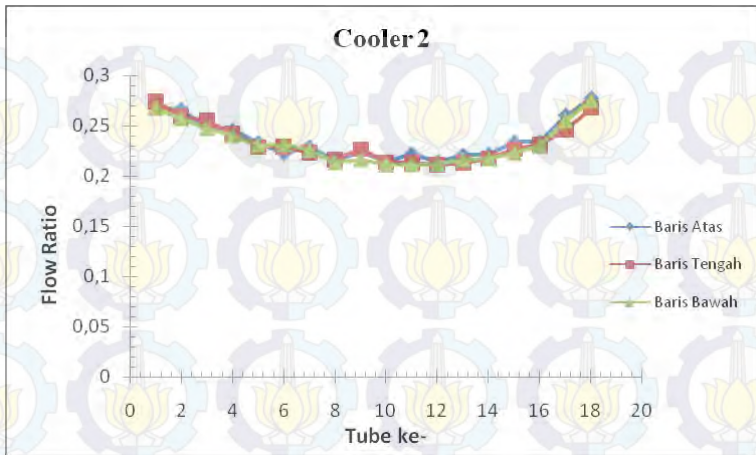


Gambar 4.17 Iso surface kontur kecepatan (m/s) susunan *cooler* paralel pada masing-masing baris *tube* dan *cooler* pada kapasitas 50 gpm.

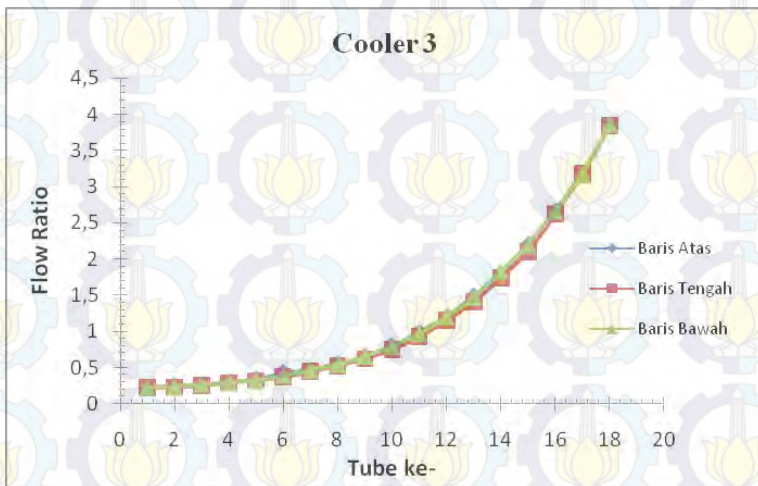
Pada gambar 4.17 merupakan *iso-surface* kontur kecepatan *lube oil* di dalam *tube* pada susunan *cooler* paralel dengan kapasitas 50 gpm. Pada setiap baris yaitu baris atas, tengah dan bawah terlihat kontur kecepatan yang sama. Sehingga untuk susunan *cooler* paralel, susunan *tube* karena pengaruh ketinggian tidak mempengaruhi distribusi *flow ratio lube oil* pada *tube*. Pada susunan *cooler* yang dipasang secara paralel dapat dilihat bahwa distribusi kecepatan pada masing-masing *tube* terlihat tidak seragam. Kecepatan rata-rata terbesar terjadi pada *cooler* 3 ditunjukkan dengan warna *orange* kemerahan kemudian lebih rendah pada *cooler* 1 ditunjukkan dengan warna biru muda dan kecepatan rata-rata terendah terjadi pada *cooler* 2. Pada *cooler* 1 dan *cooler* 2 memiliki kecepatan yang rendah dan cenderung sama atau uniform. Kecepatan pada *cooler* 3 terbesar terjadi pada *tube* ke 18 sebesar 0,54 m/s, kemudian kecepatan turun pada *tube* sebelumnya hingga kelihatan seragam. Distribusi *flow ratio lube oil* pada masing-masing *tube* nampak jelas terlihat pada gambar 4.18



(a).



(b).

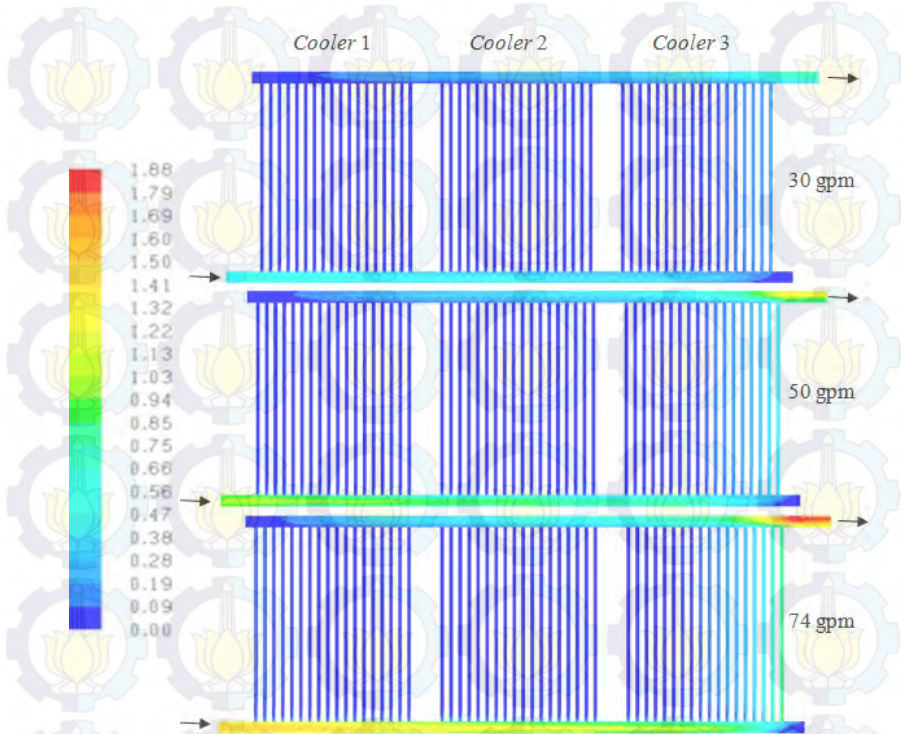


(c).

Gambar 4.18 Distribusi *flow ratio* pada kapasitas 50 gpm dengan susunan *cooler* dipasang paralel (a). Cooler 1, (b). Cooler 2, (c). Cooler 3.

Pada gambar 4.18 merupakan distribusi *flow ratio lube oil* setiap *tube* yang mengalir pada masing-masing baris *tube* (baris atas, baris tengah dan baris bawah) pada susunan *cooler* paralel. Nampak pada *cooler* 1 (gambar 4.18a), *cooler* 2 (gambar 4.18b) dan *cooler* 3 (gambar 4.18c) tidak memiliki perbedaan *flow ratio lube oil* yang terlalu signifikan pada masing-masing baris *tube*. Hal tersebut ditunjukkan dengan *trend line* yang sama dan cenderung berimpit. Sehingga dapat dinyatakan distribusi *flow ratio lube oil* tidak terpengaruh terhadap posisi susunan *tube*. Pada gambar 4.18 (a) nampak distribusi *flow ratio lube oil* untuk *cooler* 1. *Flow ratio* pada *tube* 1 sampai *tube* ke 14 mengalami penurunan namun pada *tube* ke 15 hingga *tube* ke 18 nilai *flow ratio* cenderung konstan. Pada *cooler* 1 keseragaman *flow rate lube oil* dalam didalam *tube* ditunjukkan dengan standard deviasi *flow ratio* sebesar **0,07**. Pada gambar 4.18 (b) nampak distribusi *flow ratio lube oil* untuk *cooler* 2 cenderung konstan. *Flow ratio* pada *tube* ke 1 hingga *tube* ke 10 mengalami sedikit penurunan kemudian pada 11 mengalami kenaikan hingga *tube* ke 18, namun secara umum kenaikan dan penurunan tidak signifikan. Pada *cooler* 2 memiliki standard deviasi *flow ratio* sebesar **0,02**. Sedangkan pada *cooler* 3 gambar 4.18 (c) distribusi *flow ratio* mengalami kenaikan secara eksponensial dari *tube* ke 1 hingga *tube* ke 18 dengan tingkat keseragaman yang ditunjukkan dengan standard deviasi *flow ratio* mencapai **1,1**. Sehingga distribusi *flow ratio* yang paling uniform terjadi pada *cooler* 2 kemudian *cooler* 1 dan yang paling tidak uniform yaitu pada *cooler* 3 yang memiliki standard deviasi paling terbesar. Secara keseluruhan tingkat keseragaman *flow rate* pada 3 *cooler* disusun paralel dengan kapasitas 50 gpm menghasilkan standard deviasi **0,75**.

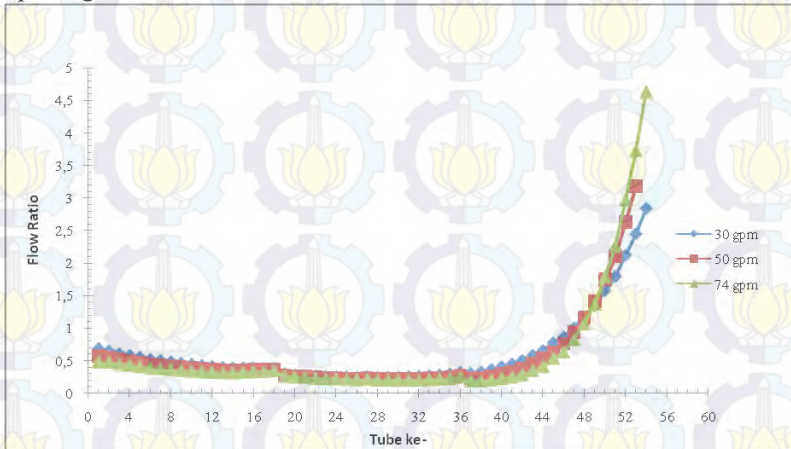
4.5.1.2 Distribusi *Flow Ratio* pada Variasi Kapasitas *Lube oil*



Gambar 4.19 *Iso-surface* kontur kecepatan (m/s) pada susunan *cooler* paralel dengan variasi kapasitas *lube oil*.

Pada gambar 4.19 merupakan *iso-surface* baris tengah pada susunan *cooler* paralel dengan variasi kapasitas *lube oil*. Pada gambar nampak kontur kecepatan pada masing-masing *tube* dan variasi kapasitas *lube oil* tidak seragam. Kecepatan terbesar pada kapasitas 30 gpm, 50 gpm dan 74 gpm secara berurutan sebesar 0,74 m/s, 1,27 m/s dan 1,88 m/s terletak pada *header outlet cooler 3*. Pada susunan *tube* nampak kecepatan rata-rata terbesar pada *cooler 3*, yang ditunjukkan dengan warna hijau kekuning-kuningan. Kontur kecepatan yang berbeda-beda pada masing-masing *tube* menunjukkan ketidakseragaman *mass flow*

yang masuk pada masing-masing *tube*. Pada setiap variasi kapasitas *lube oil* kecepatan terbesar terjadi pada *tube* akhir atau *tube* ke 18 *cooler* 3 kemudian kecepatan turun pada *tube* sebelumnya, sampai pada *cooler* 2 dan *cooler* 1 kecepatan *lube oil* relatif rendah dan cenderung uniform.. Untuk lebih jelas mengenai distribusi *mass flow* masing-masing *tube* ditunjukkan pada grafik dibawah.



Gambar 4.20 Distribusi *flow ratio* masing-masing *tube* pada susunan *cooler* paralel dengan variasi kapasitas *lube oil*

Pada gambar 4.20 menunjukkan distribusi *flow ratio* dengan variasi kapasitas *lube oil* pada susunan *cooler* paralel. Pengambilan data dilakukan pada baris tengah karena untuk masing-masing baris memiliki *flow ratio* yang relatif sama, seperti yang telah dijelaskan sebelumnya. Pada grafik diatas untuk *cooler* 1 ditunjukkan dengan *tube* ke 1 sampai *tube* ke 18, Pada *cooler* 2 ditunjukkan dengan *tube* ke 19 sampai *tube* ke 36. Sedangkan pada *cooler* 3 ditunjukkan dengan *tube* ke 37 sampai *tube* ke 54. Pada setiap variasi kapasitas *lube oil* memiliki trend grafik yang hampir mirip, yaitu semakin akhir posisi *tube* pada masing-masing *cooler* untuk *cooler* 1 mengalami sedikit penurunan *flow ratio* kemudian cenderung konstan pada *cooler* 2

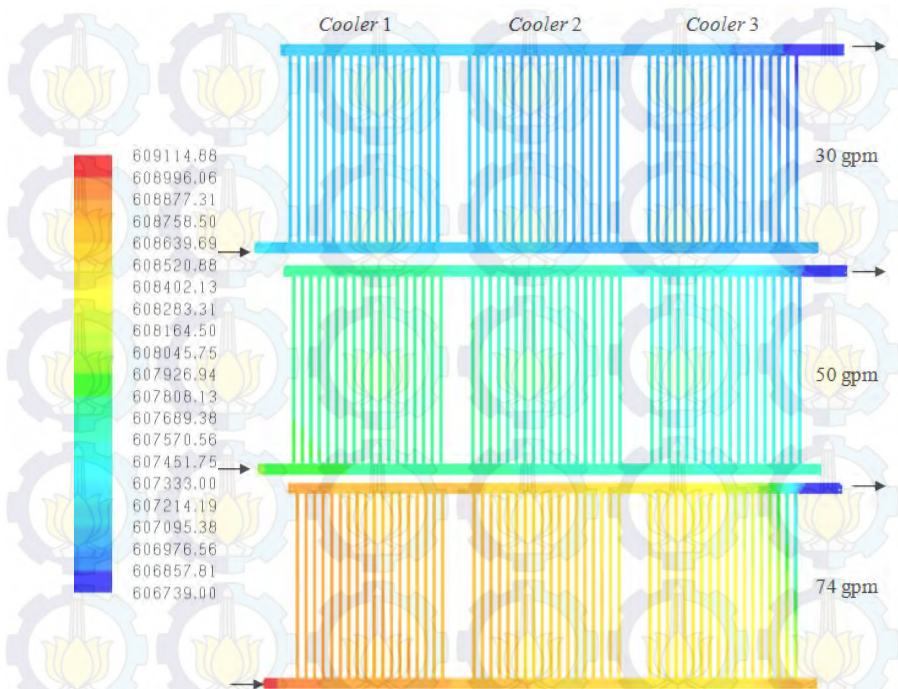
dan sama-sama mengalami kenaikan secara eksponensial pada *cooler* 3. Namun pada masing-masing variasi kapasitas *lube oil* memiliki gradien yang berbeda. Pada kapasitas 30 gpm memiliki gradien yang lebih landai dan *flow ratio* yang lebih uniform dibandingkan pada kapasitas 50 gpm dan 74 gpm. Hal tersebut ditunjukkan dengan standard deviasi sebesar **0,56** untuk kapasitas 30 gpm, **0,75** untuk kapasitas 50 gpm dan **0,88** untuk kapasitas 74 gpm. Pada setiap perubahan *cooler* dapat dilihat *flow ratio* mengalami penurunan. Nampak bahwa semakin besar kapasitas *lube oil* maka distribusi *flow ratio* akan semakin tidak uniform. Berikut tabel tingkat keseragaman *flow rate lube oil* pada masing-masing tube untuk yang ditunjukkan dengan nilai standard deviasi dari *flow ratio*.

Tabel 4.4 Standard Deviasi *Flow Ratio* Pada Masing-Masing *Cooler* Dan Variasi Kapasitas Aliran Lube Oil untuk Susunan *Cooler* Paralel

Kapasitas Lube Oil	Standard Deviasi <i>Flow Ratio</i>			
	<i>Cooler</i> 1	<i>Cooler</i> 2	<i>Cooler</i> 3	Total
30 Gpm	0,09833	0,0233	0,77924	0,56609
50 Gpm	0,07303	0,01991	1,10504	0,7492
74 Gpm	0,05545	0,01908	1,34807	0,88401

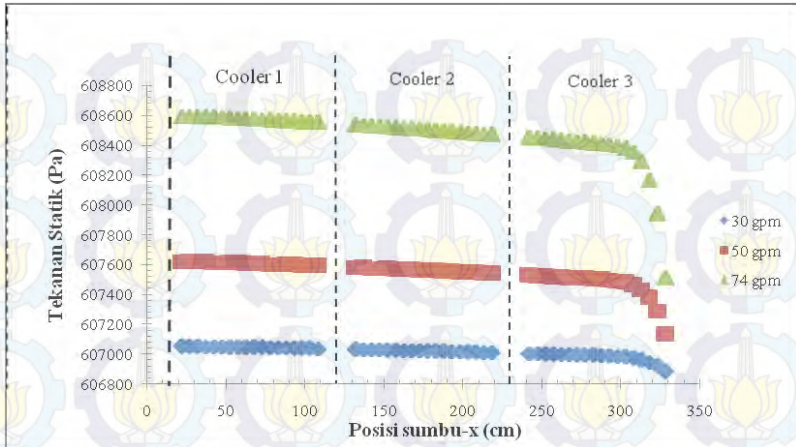
Pada tabel terlihat bahwa semakin besar kapasitas *lube oil* maka standard deviasi *flow ratio* juga akan semakin besar, semakin besar standard deviasi *flow ratio* maka keseragaman *flow rate* pada masing-masing *tube* akan semakin rendah, begitu juga sebaliknya. Pada kapasitas yang sama, *cooler* 2 terlihat memiliki standard deviasi yang lebih kecil dibandingkan *cooler* 1 dan *cooler* 3, artinya pada *cooler* 2 *flow rate* yang mengalir pada masing-masing tube lebih seragam daripada *cooler* 1 dan *cooler* 3. Pada *cooler* 2 kapasitas 30 gpm memiliki keseragaman *flow rate* yang paling baik. Sedangkan pada *cooler* 3 kapasitas 74 gpm memiliki keseragaman *flow rate* yang paling buruk.

4.5.2 Analisa Tekanan



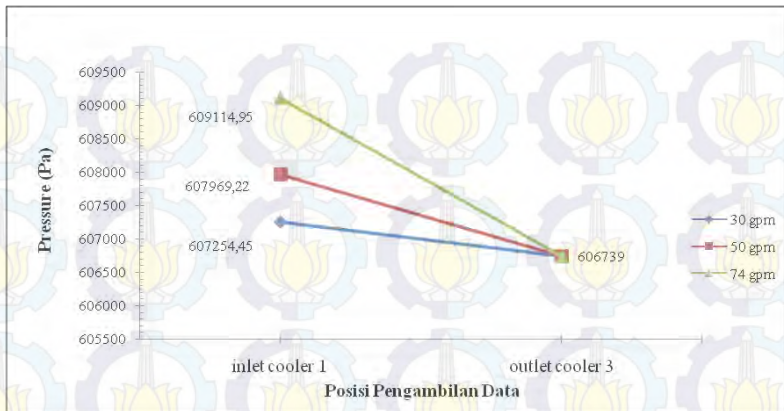
Gambar 4.21 *Iso-surface* ($y=0$ cm) kontur statik *pressure* (Pa) pada variasi kapasitas *lube oil* pada susunan *cooler* paralel

Pada gambar 4.21 merupakan *iso-surface* kontur tekanan statik pada baris tengah susunan *lube oil cooler* dipasang secara paralel. Pada gambar dapat dilihat distribusi tekanan statik pada masing-masing variasi kapasitas *lube oil* pada setiap *tube* tidak merata atau tidak *uniform*. Pada *cooler 3* memiliki rata-rata tekanan statik untuk masing-masing variasi kapasitas *lube oil* yang relatif lebih rendah jika dibandingkan dengan *cooler 2* dan *cooler 1* Pada susunan *tube* untuk masing-masing *cooler* dan kapasitas *lube oil*, tekanan statik terendah terjadi pada *tube* akhir pada masing-masing *cooler*. Distribusi rata-rata tekanan statik pada sumbu *x* koordinat ditunjukkan pada gambar 4.22



Gambar 4.22 Distribusi tekanan statik *lube oil* pada susunan *tube* untuk susunan *cooler* paralel terhadap sumbu-x (cm).

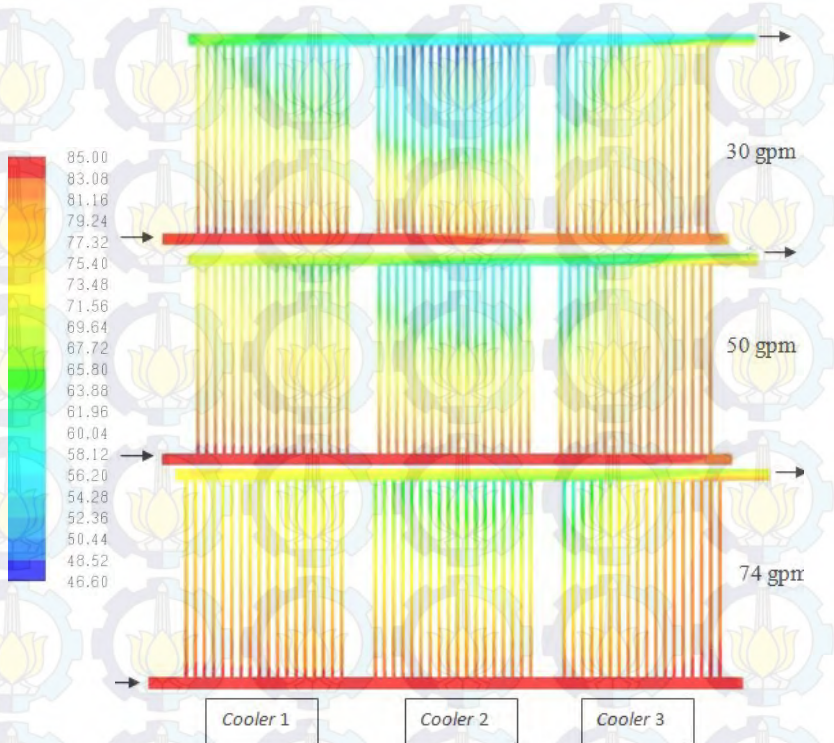
Pada grafik 4.22 terlihat rata-rata tekanan statik terbesar terjadi pada kapasitas 74 gpm kemudian lebih rendah pada kapasitas 50 gpm dan rata-rata tekanan statik terendah pada kapasitas 30 gpm. Pada ujung *cooler* 3 untuk masing-masing variasi kapasitas *lube oil* mengalami penurunan tekanan statik yang cukup signifikan. Penurunan tekanan statik pada masing-masing *cooler* paling besar terjadi pada kapasitas 74 gpm, disusul oleh kapasitas 50 gpm dan pada kapasitas 30 gpm penurunan pada masing-masing *cooler* relatif kecil. Semakin besar kapasitas *lube oil* maka *pressure drop* pada masing-masing *cooler* akan semakin besar. Pada *cooler* 1 dan *cooler* 2 *pressure drop* yang terjadi tidak terlalu signifikan. Untuk melihat penurunan tekanan statik pada posisi inlet- outlet susunan *cooler* paralel ditunjukkan pada gambar 4.23



Gambar 4.23 Tekanan statik pada posisi inlet-outlet susunan *cooler* paralel dengan variasi kapasitas *lube oil*.

Pada gambar 4.23 menunjukkan bahwa pada kapasitas 74 gpm membutuhkan tekanan inlet *cooler* sebesar **609114,9 Pa** untuk memperoleh tekanan outlet sebesar 606739 Pa/88 psi sebagai syarat masuk kedalam *gas turbine*. Sedangkan pada kapasitas 30 gpm membutuhkan tekanan inlet **607254,5 Pa** dan pada 50 gpm sebesar **607969,2 Pa**. Besarnya *pressure drop* yang terjadi sebanding dengan peningkatan kapasitas *lube oil*. Semakin besar kapasitas *lube oil*, maka *pressure drop* akan semakin besar. Kapasitas *lube oil* yang besar menyebabkan kecepatan *lube oil* didalam *tube* juga akan besar, sehingga *major losses* dan *minor losses* didalam *tube* dan instalasi *header* akan bertambah besar, karena sesuai rumusan bahwa besarnya nilai *minor* maupun *major losses* merupakan fungsi kecepatan fluida. Sehingga menyebabkan *pressure drop* semakin besar.

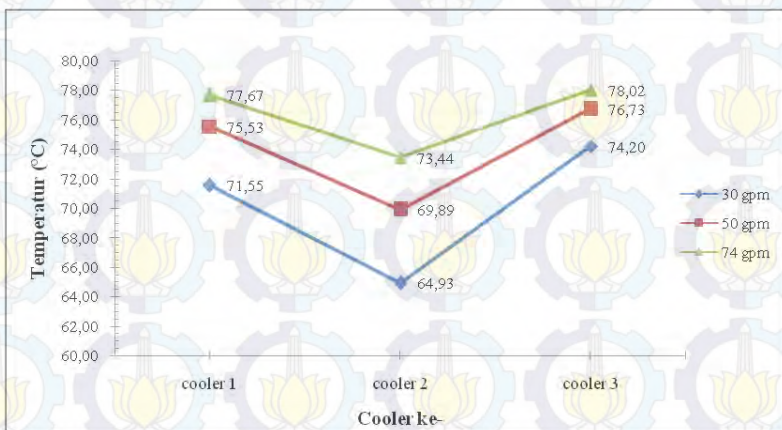
4.5.3 Analisa Temperatur



Gambar 4.24 Iso-Surface kontur Temperatur ($^{\circ}\text{C}$) dengan variasi kapasitas *lube oil* pada susunan cooler paralel

Pada gambar 4.24 merupakan *iso-surface* kontur temperatur pada baris tengah susunan *lube oil cooler* dipasang secara paralel. Proses pendinginan *lube oil* ditunjukkan dengan degradasi warna dari merah ke warna biru. Didalam susunan *tube* dapat dilihat degradasi warna yang berbeda pada masing-masing *tube*. Hal tersebut diakibatkan karena ketidakseragaman *flowrate lube oil* yang masuk pada masing-masing *tube* sehingga beban pendinginan pada masing-masing *tube* berbeda-beda. Pada cooler 2 untuk kontur temperatur pada masing-masing *tube* kelihatan lebih seragam dari pada cooler 1 dan cooler 3 pada masing-

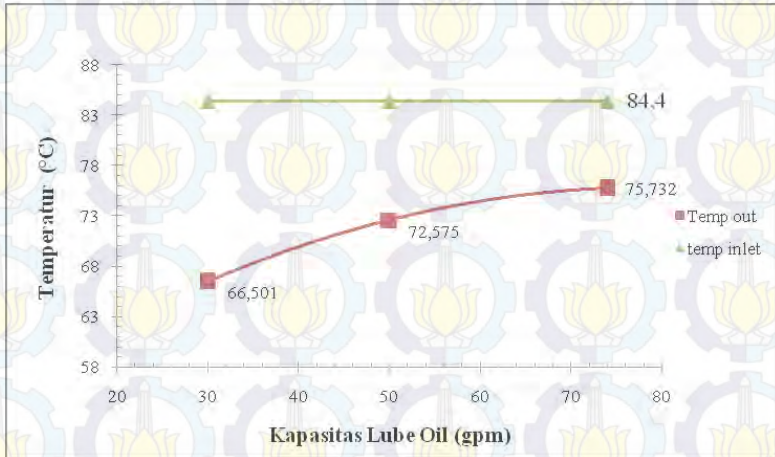
masing variasi kapasitas *lube oil*. Pada *cooler 3* memiliki perbedaan temperatur *lube oil* pada masing-masing *tube* yang cukup mencolok. Sedangkan pada masing-masing *cooler*, temperatur rata-rata tertinggi terjadi pada *cooler 3* ditunjukkan dengan degradasi warna pada gambar, kemudian lebih rendah pada *cooler 1* dan temperatur rata-rata paling rendah terjadi pada *cooler 2*. Besarnya nilai temperatur rata-rata pada masing-masing *cooler* dapat dilihat pada gambar 4.25.



Gambar 4.25 Grafik temperatur rata-rata *lube oil* pada masing-masing *cooler* dengan variasi kapasitas *lube oil*.

Perbedaan nilai temperatur *lube oil* pada masing-masing *cooler* diakibatkan karena beban yang didinginkan oleh masing-masing *cooler* berbeda-beda. Pada *cooler 3* mengalir *lube oil* lebih besar dibandingkan dengan *cooler 2* dan *cooler 1*, sehingga beban yang didinginkan pada *cooler 3* jauh lebih besar. Pada *cooler 2* mengalir *lube oil* yang paling sedikit sehingga beban yang didinginkan jauh lebih kecil. Pada masing-masing *cooler* yang sama, semakin besar kapasitas *lube oil* maka beban pendinginan akan semakin besar sehingga temperatur rata-rata *lube oil* akan semakin tinggi. Sedangkan distribusi temperatur

lube oil pada sisi inlet dan outlet terhadap variasi kapasitas *lube oil* dipasang paralel ditunjukkan pada gambar 4.26.



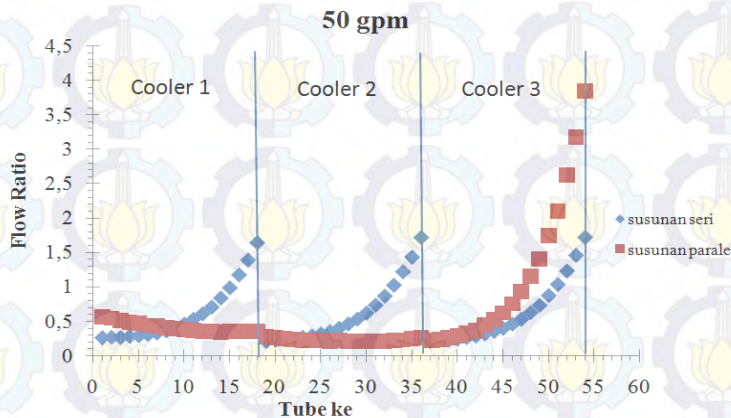
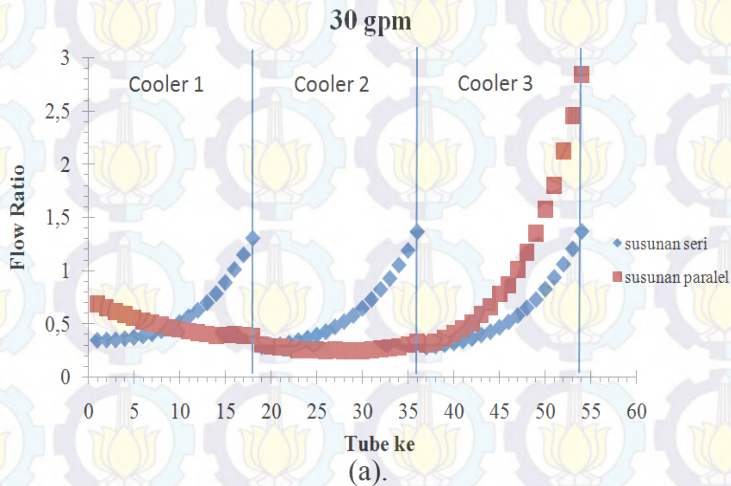
Gambar 4.26 Grafik temperatur outlet *lube oil* terhadap variasi kapasitas *lube oil* pada susunan *cooler* dipasang paralel.

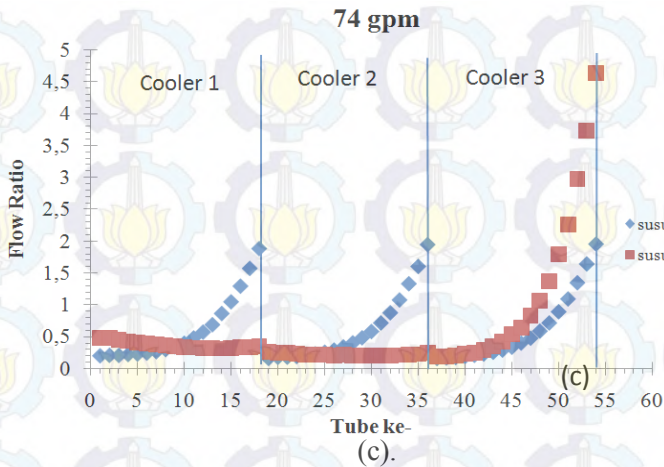
Pada gambar 4.26 menunjukkan temperatur outlet *lube oil* terhadap variasi kapasitas *lube oil* pada susunan *cooler* dipasang paralel. Pada grafik terlihat bahwa semakin besar kapasitas *lube oil* maka temperatur outlet *lube oil* akan semakin tinggi namun kenaikan kapasitas *lube oil* tidak sebanding dengan naiknya temperatur outlet *lube oil*. Kenaikan temperatur outlet *lube oil* terhadap kapasitas *lube oil* disebabkan karena beban yang didinginkan akan jauh lebih besar selain itu distribusi *flow rate* lebih tidak *uniform* sehingga akan menurunkan efektifitas pendinginan. Temperatur outlet *lube oil* paling rendah terjadi pada kapasitas *lube oil* 30 gpm sebesar **66,501°C** kemudian lebih tinggi yaitu kapasitas 50 yaitu sebesar **72,575°C** dan temperatur outlet *lube oil* paling tinggi terjadi pada kapasitas *lube oil* 74 gpm yaitu sebesar **75,73°C**. Selain itu selisih temperatur outlet pada penurunan kapasitas *lube oil* dari 74 gpm ke 50 gpm tidak terlalu signifikan yaitu sebesar **3,2°C**, jika dibandingkan dengan selisih

temperatur outlet pada penurunan kapasitas *lube oil* dari 50 gpm ke 30 gpm sebesar $6,1^{\circ}\text{C}$.

4.6 Perbandingan Hasil Simulasi Susunan *Lube oil Cooler* secara Seri Dan Paralel

4.6.1 Analisa Distribusi *Flow Ratio* pada masing-masing *Tube*





Gambar 4.27 Perbandingan *flow ratio* masing-masing *tube* pada susunan *lube oil cooler* seri dan paralel dengan variasi kapasitas *lube oil*. (a. 30 gpm, b. 50 gpm, c. 74 gpm.)

Pada gambar 4.27 menunjukkan perbandingan *flow ratio* *lube oil* masing-masing *tube* pada susunan *cooler* seri dan paralel. Seperti yang telah dijelaskan sebelumnya bahwa pada masing-masing baris *tube* (baris atas, baris tengah dan baris bawah) tidak memiliki perbedaan *flow ratio* yang signifikan yang mana memiliki trend dan nilai yang berimpit sehingga pengambilan data *flow ratio* pada masing-masing *tube* dilakukan pada baris tengah. Dimana pada *tube* ke 1 - 18 mewakili *cooler* 1 dan *tube* ke 19-36 mewakili *cooler* 2, sedangkan pada *tube* ke 37- 54 mewakili *cooler* 3. Pada susunan *cooler* seri untuk setiap variasi kapasitas *lube oil*, *flow ratio* terbesar terjadi pada *tube* ujung (*tube* ke 18, 36 dan 54) pada masing-masing *cooler*, sedangkan pada susunan *cooler* paralel *flow ratio* terbesar hanya terjadi pada *tube* ujung untuk *cooler* 3. Pada masing-masing variasi kapasitas *lube oil* nampak bahwa susunan *cooler* seri lebih uniform jika dibandingkan dengan susunan paralel. Hal tersebut ditunjukkan

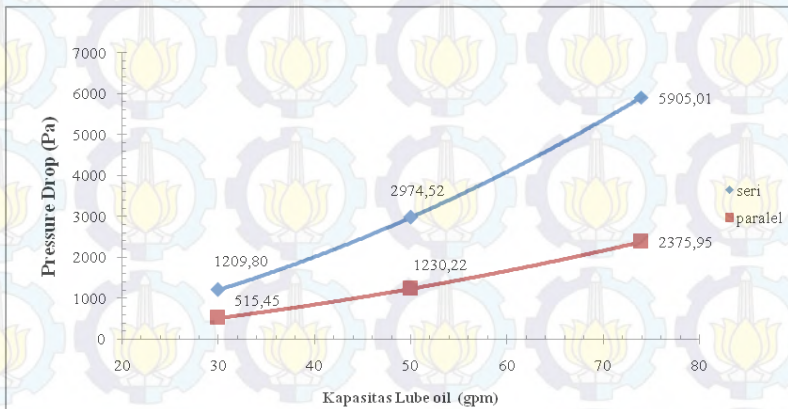
dengan gradien pada susunan paralel lebih curam jika dibandingkan dengan susunan seri. Keseragaman *flow ratio lube oil* dapat ditunjukkan dengan standard deviasi dari *flow ratio*. Semakin kecil standard deviasi maka akan semakin seragam *flow ratio* masing-masing *tube*. Berikut tabel perbandingan standard deviasi *flow ratio* pada susunan *cooler* dipasang secara seri dan paralel.

Tabel 4.5 Standard Deviasi *Flow Ratio* terhadap Variasi Kapasitas Aliran *Lube Oil* pada Susunan *Cooler* dipasang Secara Seri dan Paralel.

Susunan Cooler	Standard Deviasi Flow Ratio		
	30 gpm	50 gpm	74 gpm
Seri	0,31561	0,44174	0,52793
Paralel	0,56609	0,7492	0,88401

Pada tabel 4.5 menunjukkan perbandingan keseragaman *flow ratio* dengan dinyatakan oleh besarnya standard deviasi *flow ratio* pada susunan *cooler* seri dan paralel. Pada tabel menyatakan bahwa semakin besar kapasitas *lube oil* untuk susunan cooler seri maupun paralel maka standard deviasi *flow ratio* akan semakin besar sehingga *flow rate* pada masing-masing *tube* akan semakin tidak seragam. Sedangkan pada kapasitas *lube oil* yang sama, susunan cooler seri menghasilkan standard deviasi *flow ratio* yang lebih kecil dibandingkan susunan *cooler* paralel yang berlaku untuk semua variasi kapasitas *lube oil*. Sehingga susunan *cooler* seri memiliki *flow rate* masing-masing *tube* lebih seragam jika dibandingkan dengan susunan *cooler* paralel dengan melihat lebih kecilnya nilai standard deviasi *flow ratio* pada masing-masing *tube*.

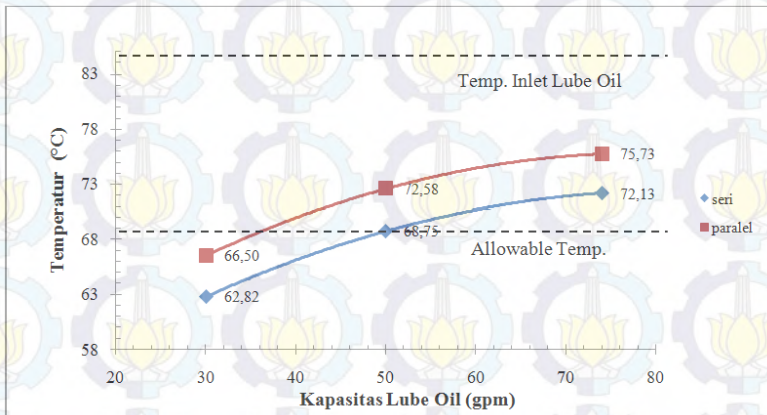
4.6.2 Analisa Tekanan



Gambar 4.28 Perbandingan *Pressure drop* pada susunan cooler seri paralel dengan variasi kapasitas *lube oil*.

Pada gambar 4.28 menunjukkan perbandingan *pressure drop* pada susunan seri dan paralel. Pada grafik diatas nampak bahwa *pressure drop* pada susunan cooler seri lebih besar dibandingkan susunan cooler paralel untuk semua variasi kapasitas lube oil. Hal tersebut disebabkan, pada susunan cooler seri *lube oil* harus mengalir berkelu-kliku kedalam masing-masing cooler sehingga memiliki *minor loses* dan *mayor loses* yang lebih besar. Selain itu nampak bahwa untuk susunan seri maupun paralel, semakin besar kapasitas *lube oil* maka *pressure drop* juga akan semakin besar. Peningkatan kapasitas *lube oil* menghasilkan selisih *pressure drop* antara susunan seri dengan paralel yang semakin besar. *Pressure drop* terbesar terjadi pada susunan cooler seri dengan kapasitas 74 gpm sebesar **5905 Pa**, sedangkan *pressure drop* terkecil pada susunan paralel dengan kapasitas 30 gpm sebesar **515,5 Pa**.

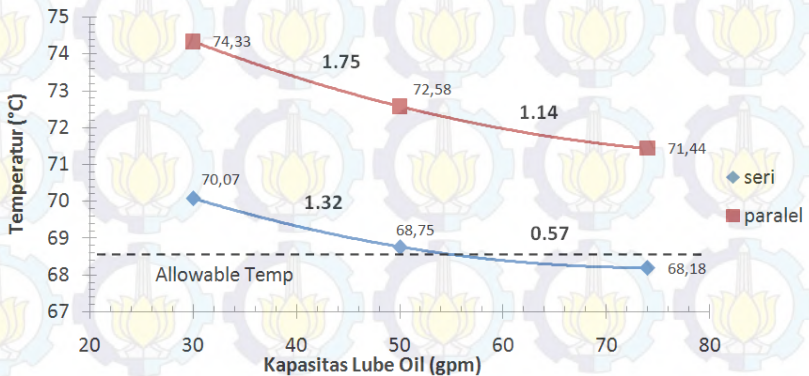
4.6.3 Analisa Temperatur



Gambar 4.29 Perbandingan temperatur outlet *lube oil* pada variasi kapasitas *lube oil* dengan susunan *cooler* dipasang seri dan paralel.

Pada gambar 4.29 menunjukkan grafik distribusi nilai temperatur outlet *lube oil* terhadap variasi kapasitas *lube oil* pada susunan *cooler* seri dan paralel dengan nilai temperatur inlet Lube Oil konstan. Pada susunan seri maupun paralel, semakin besar kapasitas *lube oil* maka temperatur outlet *lube oil* akan semakin besar dengan peningkatan yang tidak linier. Hal tersebut terjadi karena semakin bertambahnya kapasitas *lube oil* maka beban yang harus didinginkan menjadi lebih besar sehingga temperatur keluar *cooler* akan semakin tinggi. Pada masing-masing variasi kapasitas *lube oil*, susunan *cooler* dipasang seri menghasilkan efektifitas pendinginan yang lebih baik daripada susunan *cooler* paralel, ditunjukkan dengan rendahnya nilai temperatur *lube oil* keluar *cooler*. Pada temperatur inlet *lube oil* yang sama, Temperatur outlet *lube oil* terendah didapat dengan pengoperasian susunan *cooler* seri dengan kapasitas 30 gpm sebesar **62,815°C** sedangkan temperatur outlet *lube oil* tertinggi didapat dengan pemasangan susunan *cooler* paralel pada kapasitas 74 gpm sebesar **75,732°C**. Pengoperasian pada kapasitas 30 gpm baik

susunan *cooler* seri maupun paralel menghasilkan temperatur *lube oil* keluar *cooler* dibawah temperatur yang diijinkan sebelum masuk *gas turbine* yaitu sebesar 155°F atau sekitar $68,3^{\circ}\text{C}$. Pada susunan seri dengan kapasitas 30 gpm menghasilkan temperatur *lube oil* keluar *cooler* sebesar $62,815^{\circ}\text{C}$ sedangkan pada susunan paralel sebesar $66,501^{\circ}\text{C}$. Berdasarkan balance energi, dengan perpindahan energi panas yang konstan pada komponen *gas turbine* ke *lube oil* didapatkan nilai temperatur *inlet lube oil cooler* yang berbeda-beda pada setiap variasi kapasitas *lube oil*. Sehingga didapatkan grafik seperti pada gambar 4.30.

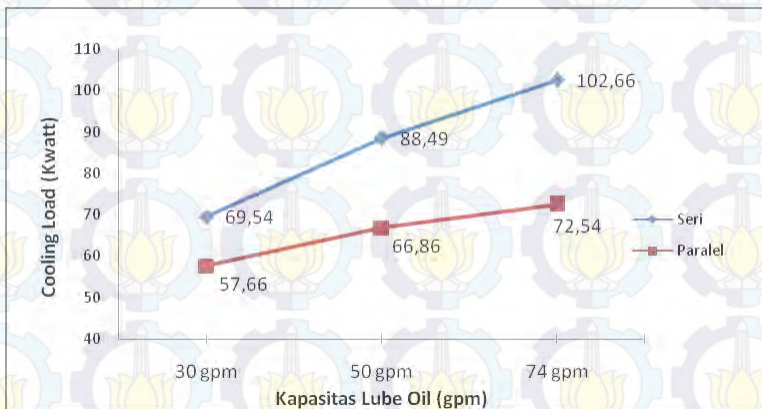


Gambar 4.30 Perbandingan temperatur outlet pada susunan *cooler* dipasang seri dan paralel dengan variasi kapasitas *lube oil* pada temperatur inlet *lube oil* yang berbeda.

Pada gambar diatas menunjukkan distribusi *temperature outlet* fungsi variasi susunan *cooler* seri dan paralel serta kapasitas aliran *lube oil* dengan temperatur inlet *lube oil* yang berbeda. Pada kapasitas 30 gpm 50 gpm dan 74 gpm secara berurutan diberikan nilai temperatur inlet sebesar $96,5^{\circ}\text{C}$, $84,4^{\circ}\text{C}$, dan $79,17^{\circ}\text{C}$ ada grafik menunjukkan untuk susunan *cooler* seri maupun paralel, semakin besar kapasitas aliran dari *lube oil* maka *temperature outlet cooler* akan mengalami penurunan, begitu juga sebaliknya. Pada kapasitas *lube oil* yang sama maka *temperature inlet lube oil* untuk susunan seri dan paralel akan

sama, Namun temperature outlet lube oil untuk setiap kapasitas lube oil pada susunan seri lebih rendah dari pada susunan paralel. Pada grafik menunjukkan bahwa pada kapasitas 74 gpm untuk pemasangan susunan seri memiliki temperature paling rendah dan dibawah dari temperature maksimal yang diijinkan sebelum masuk ke dalam *gas turbine*.

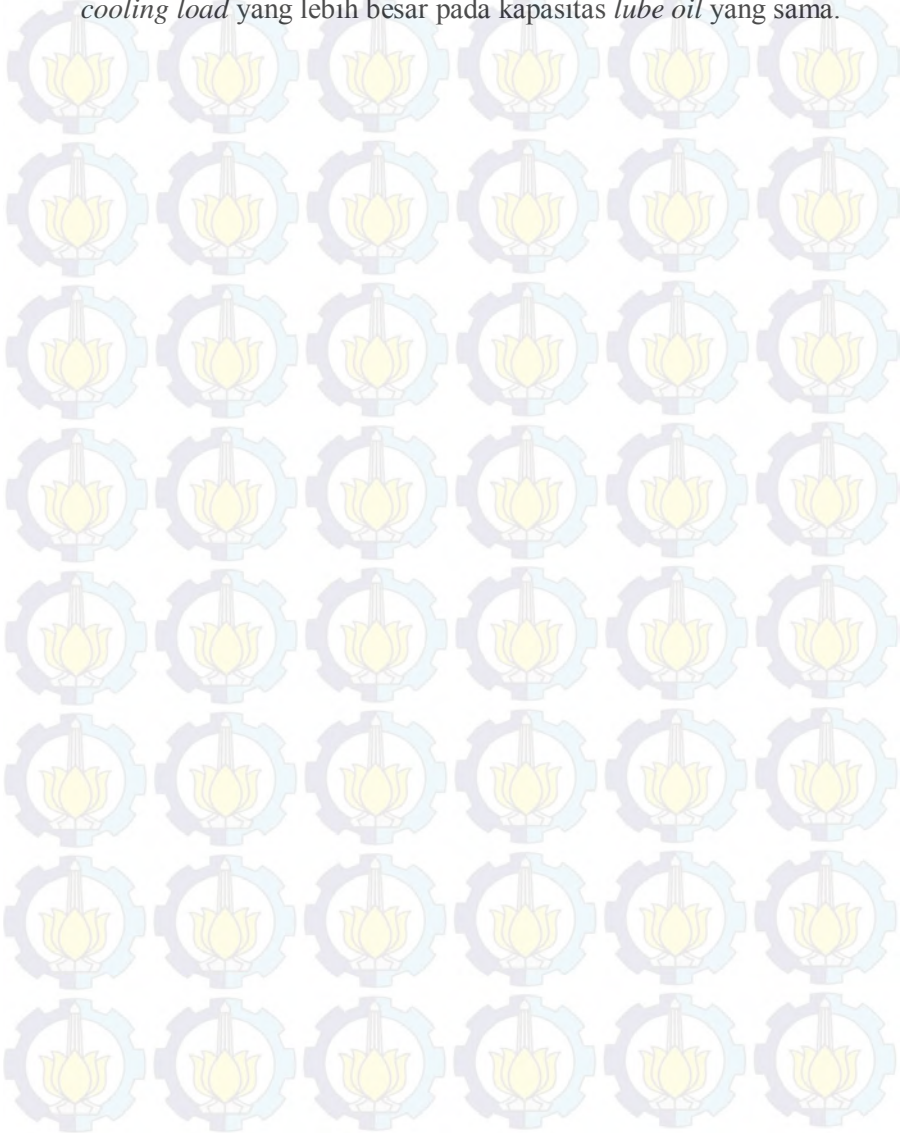
4.6.4 Perbandingan Cooling Load pada Susunan Seri dan Paralel



Gambar 4.31 Perbandingan *cooling load* pada susunan *cooler* dipasang seri dan paralel dengan variasi kapasitas *lube oil*

Nilai *cooling load* secara kuantitatif pada susunan *cooler* dipasang seri dan paralel dapat dilihat pada grafik 4.31. Pada susunan *cooler* seri maupun paralel menunjukkan bahwa semakin besar kapasitas *lube oil* maka *cooling load* akan semakin meningkat. Pada masing-masing kapasitas *lube oil*, susunan *cooler* dipasang seri menghasilkan *cooling load* yang lebih besar jika dibandingkan dengan susunan paralel. Hal tersebut terjadi karena pada susunan *cooler* paralel, *flow rate lube oil* yang mengalir pada masing-masing tube tidak lebih seragam daripada *cooler* disusun secara seri. Tingkat keseragaman *flow rate lube oil* yang mengalir pada masing-masing *tube* mempengaruhi efektifitas pendinginan pada *lube oil*. Semakin seragam *flow rate*

yang mengalir pada masing-masing *tube* maka akan memiliki *cooling load* yang lebih besar pada kapasitas *lube oil* yang sama.



BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Setelah dilakukan proses simulasi pada susunan *lube oil cooler* seri dan paralel dengan variasi kapasitas *lube oil* diperoleh beberapa kesimpulan, antara lain:

1. Semakin besar kapasitas *flow rate lube oil* yang dioperasikan maka temperatur *lube oil* keluar dari *cooler* akan semakin tinggi. Nilai temperatur keluar *cooler* pada kapasitas 30 gpm, 50 gpm, dan 74 gpm sebesar 62,8°C, 68,75°C dan 72,1°C.
2. Susunan *cooler* dipasang seri menghasilkan temperatur keluar *lube oil* lebih rendah jika dibandingkan susunan *cooler* dipasang paralel. Nilai temperatur *lube oil* keluar *cooler* pada susunan *cooler* seri dan susunan paralel untuk kapasitas 50 gpm sebesar 68,75°C dan 72,57°C.
3. Agar *gas turbine* tidak mengalami kegagalan karena *shut down* akibat *high temperature* pada *lube oil*, maka kapasitas *lube oil* dapat dioperasikan pada kapasitas 30 gpm dengan temperatur *outlet lube oil* sebesar 62,8°C untuk susunan *cooler* seri dan 66, 5°C untuk susunan paralel namun dengan kondisi temperatur inlet *cooler* sama pada temperatur 84,4°C.
4. Susunan *cooler* seri menghasilkan *pressure drop* yang lebih besar dari pada susunan *cooler* paralel. Nilai *pressure drop* untuk susunan *cooler* seri dan susunan paralel pada kapasitas 50 gpm secara berurutan sebesar 2974,5 Pa dan 1230,2 Pa. Selain itu semakin besar kapasitas *lube oil* maka *pressure drop* juga akan semakin besar.
5. Semakin besar kapasitas *lube oil* maka *flow rate lube oil* pada masing-masing *tube* semakin tidak seragam, begitu juga sebaliknya. Keseragaman *flow rate* pada masing-

masing *tube* ditunjukkan dengan rendahnya standard deviasi dari *flow ratio* pada masing-masing *tube*. Standard deviasi untuk *flow ratio* pada susunan *cooler* seri dengan kapasitas 30 gpm, 50 gpm dan 74 gpm secara berurutan sebesar 0,33, 0,46 dan 0,55.

6. Pada susunan *cooler* seri menghasilkan keseragaman *flow rate* yang lebih baik dari pada susunan *cooler* paralel. Hal tersebut menyebabkan susunan *cooler* seri menghasilkan efektifitas pendinginan yang lebih baik dari pada susunan *cooler* paralel. Standard deviasi untuk *flow ratio* pada susunan *cooler* seri dan susunan paralel dengan kapasitas 50 gpm secara berurutan sebesar 0,46 dan 0,75.
7. Pada kapasitas *lube oil* yang sama, nilai *cooling load* pada susunan *cooler* dipasang seri lebih besar daripada susunan *cooler* dipasang secara paralel. *Cooling load* tertinggi terjadi pada kapasitas *lube oil* 74 gpm disusun seri sebesar 102659,31 watt dan terendah pada 30 gpm disusun secara paralel sebesar 57664 watt.

5.2 Saran

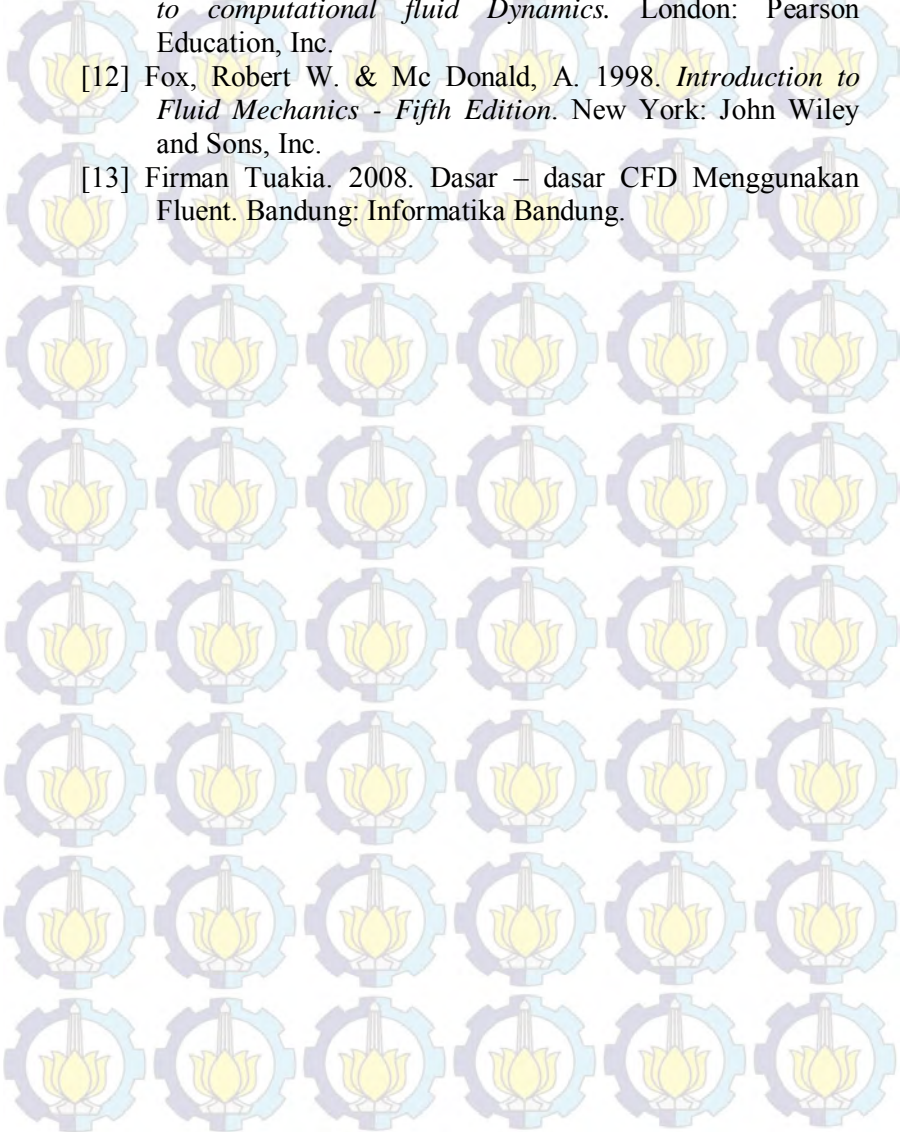
Saran yang dapat diberikan setelah dilakukan penelitian ini diantaranya :

1. Diperlukan adanya *record* data temperatur dan tekanan pada setiap variasi kapasitas *lube oil*. Selain itu diperlukan data bahan dari material *tube* pada *lube oil cooler*.
2. Pengoperasian pada kapasitas *lube oil* 74 gpm dengan susunan *cooler* seri direkomendasikan karena memiliki *cooling load* terbesar. Pengoperasian dilakukan dengan menjaga tekanan inlet secara konstan sekitar 612644 Pa.
3. Proses simulasi *eksternal flow* dilakukan dengan *wavy fin* dan memperhitungkan perpindahan panas melalui *fin* agar mendekati kondisi aktual.
4. Dilakukan penelitian lebih lanjut dengan dilakukan modifikasi pada *header cooler* secara 3D.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Installation and Operation Instructions. CENTAUR Turbine-Driven Generator Set GC1-CB-GE Serial Numbers CG82052, CG82053, and CG82054. Hudbay Oil (Malacca Strait) Ltd.
- [2] Giampaolo, A. 2000. *Gas Turbine Handbook Principles and Practices*. Lilburn: The Fairmont Press Inc.
- [3] Huang, Cheng-Hung & Chun-Hsien Wang. The study on the improvement of system uniformity *flow rate* for U-type *compact heat exchanger*. International Journal of Heat and Mass Transfer 63 (2013) 1–8.
- [4] Tahseen dkk . 2012. “Laminar Forced Convection *Heat Transfer Over Staggered Circular Tube Banks: A Cfd Approach*”.
- [5] Huang, Cheng-Hung & Chun-Hsien Wang. The design of uniform *tube flow rates* for Z-type *compact parallel flow heat exchangers*. International Journal of Heat and Mass Transfer 57 (2013) 608–622.
- [6] Product Lube Oil Cooler Hayden Manufacturer. <http://www.haydenindustrial.com>. Diakses pada maret 2014.
- [7] Holman, J.P. 1998. *Heat Transfer- Fifth Edition*. New York : Mc Graw Hill . Inc.
- [8] Joe Borghese. 2012. Compact Heat Exchanger Design, Characteristics and Trends. *Characteristics and Trends*. Narsa the international heat transfer Association.
- [9] Incropera, Frank P., et al. 2007. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer Sixth Edition*. New York: John Wiley & Sons Inc.
- [10] Kays, W. M., and R. K. Lo, Stanford University Technical Report No. 15, 1952.

- [11] Versteeg, H.K and Malalasekera, W. 1995. *An introduction to computational fluid Dynamics*. London: Pearson Education, Inc.
- [12] Fox, Robert W. & Mc Donald, A. 1998. *Introduction to Fluid Mechanics - Fifth Edition*. New York: John Wiley and Sons, Inc.
- [13] Firman Tuakia. 2008. *Dasar – dasar CFD Menggunakan Fluent*. Bandung: Informatika Bandung.



RIWAYAT PENULIS



Annis Khoiri Wibowo, lahir di Madiun pada tanggal 27 Februari 1992, merupakan anak pertama dari dua bersaudara. Riwayat pendidikan penulis diawali dari SDN 02 Mojorejo Madiun pada tahun 1998-2004. Penulis melanjutkan pendidikan di SMPN 04 Madiun pada tahun 2004-2007, kemudian penulis melanjutkan pendidikan di SMKN 01 Madiun pada tahun 2007-2010. Dengan motivasi ingin mengangkat derajat dan kesejahteraan keluarga serta berbekal

minat pada dunia keteknikan, penulis menempuh perguruan tinggi di Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya, tepatnya di jurusan Teknik Mesin pada tahun 2010-2014.

Dalam kegiatan akademik, penulis sering kali mengikuti seminar keteknikan yang diadakan oleh lembaga atau organisasi dari dalam maupun luar ITS, penulis juga pernah menjadi grader dalam mata kuliah Gambar Teknik dan Perpindahan Panas serta menjadi asisten dosen dalam mata kuliah Termodinamika dan Mekanika Fluida. Dalam kegiatan non-akademik, penulis aktif sebagai staff Departemen Sosial Kemasyarakatan di Badan Eksekutif Mahasiswa FTI - ITS dan Staff Dana dan Usaha Lembaga Dakwah Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS periode kepengurusan 2011-2012. Selanjutnya, pada periode 2012-2013, penulis diamanahi sebagai Kepala Biro Kesejahteraan Mahasiswa Himpunan Mahasiswa Mesin FTI-ITS dan Kepala Departemen Keilmiah Lembaga Dakwah Jurusan Teknik Mesin (Ash-Shaff).

Segala informasi mengenai penulis dapat menghubungi Kontak penulis : +628563629964, atau melalui email anniswibowo@rocketmail.com



Halaman ini sengaja dikosongkan

I. Tabel flow ratio pada susunan cooler seri

tube ke	SERI								
	30 gpm		50 gpm			74 gpm			
	cooler 1	cooler 2	cooler 3	cooler 1	cooler 2	cooler 3	cooler 1	cooler 2	cooler 3
1	0,352883	0,29205	0,288548	0,257549	0,205452	0,203713	0,19905	0,1584	0,156829
2	0,355852	0,305916	0,299044	0,262391	0,220909	0,213158	0,206471	0,175612	0,164215
3	0,355044	0,312514	0,31098	0,261581	0,225547	0,223743	0,204478	0,178073	0,174118
4	0,368224	0,327026	0,327015	0,276946	0,238876	0,240278	0,219443	0,189143	0,189341
5	0,377211	0,35066	0,346614	0,286171	0,262889	0,260154	0,226467	0,210783	0,207025
6	0,392017	0,371696	0,369943	0,302496	0,283825	0,28288	0,241765	0,230521	0,227731
7	0,413057	0,400934	0,401264	0,326149	0,312439	0,313629	0,264443	0,256369	0,2555
8	0,441636	0,432856	0,432587	0,358969	0,347479	0,348712	0,297154	0,290088	0,289855
9	0,476131	0,477773	0,473418	0,401427	0,39724	0,393455	0,340645	0,339595	0,334069
10	0,518524	0,527042	0,524536	0,453872	0,457649	0,454927	0,396866	0,403864	0,39994
11	0,572129	0,58425	0,583555	0,525209	0,529297	0,526931	0,479538	0,482082	0,476805
12	0,632802	0,651273	0,655428	0,605725	0,617296	0,623201	0,571448	0,580933	0,587786
13	0,703662	0,734113	0,732465	0,703329	0,731487	0,730403	0,687834	0,715964	0,716249
14	0,788649	0,827269	0,830459	0,834826	0,864404	0,873442	0,864218	0,875422	0,89196
15	0,891625	0,930243	0,938902	0,98474	1,022858	1,034964	1,047653	1,07752	1,093004
16	1,013706	1,055786	1,06358	1,174105	1,21837	1,230158	1,293417	1,332103	1,346433
17	1,150601	1,191265	1,205232	1,390194	1,431328	1,458534	1,573221	1,603367	1,6432
18	1,305766	1,366959	1,370259	1,641436	1,719011	1,720273	1,883703	1,947736	1,955272
st dev	0,297996	0,330893	0,335052	0,426041	0,459147	0,464788	0,518171	0,543283	0,552479
st dev total	0,315613435			0,441742588			0,527927202		

II. Tabel flow ratio pada susunan cooler seri

tube ke	PARALEL								
	30 gpm			50 gpm			74 gpm		
	cooler 1	cooler 2	cooler 3	cooler 1	cooler 2	cooler 3	cooler 1	cooler 2	cooler 3
1	0,688641	0,304424	0,310433	0,570434	0,2744	0,224635	0,48045	0,259011	0,186599
2	0,652866	0,28619	0,330423	0,547009	0,259139	0,235544	0,476518	0,246252	0,189262
3	0,616283	0,279168	0,36875	0,515922	0,255222	0,261354	0,44498	0,244488	0,205434
4	0,58642	0,268764	0,409101	0,49295	0,242561	0,294024	0,428923	0,231329	0,228996
5	0,556988	0,257867	0,453321	0,471989	0,22891	0,326954	0,410711	0,219324	0,249161
6	0,524046	0,257613	0,50855	0,442493	0,229535	0,374673	0,386791	0,220534	0,284939
7	0,507822	0,253754	0,587769	0,430334	0,223027	0,451356	0,37487	0,212287	0,34859
8	0,486672	0,24565	0,658871	0,414333	0,216028	0,525961	0,360986	0,204892	0,416264
9	0,464015	0,258646	0,780293	0,39577	0,226888	0,625743	0,348473	0,215726	0,538556
10	0,448263	0,246333	0,866295	0,384327	0,213704	0,756759	0,339295	0,201426	0,634451
11	0,430634	0,248285	1,006729	0,367996	0,213202	0,934637	0,325447	0,199787	0,824178
12	0,415883	0,249977	1,173659	0,360498	0,211138	1,156437	0,32019	0,19876	1,069325
13	0,403256	0,256386	1,351671	0,352988	0,213204	1,409862	0,316421	0,198245	1,371187
14	0,393329	0,263187	1,579105	0,344854	0,217474	1,745938	0,311925	0,200974	1,790049
15	0,394486	0,270454	1,79923	0,35273	0,226742	2,102036	0,323313	0,208939	2,26102
16	0,396051	0,285114	2,122836	0,35746	0,23126	2,628278	0,330641	0,213472	2,975517
17	0,387465	0,30429	2,454396	0,356432	0,246207	3,181643	0,334921	0,224327	3,73259
18	0,386239	0,327829	2,843199	0,361581	0,267819	3,847826	0,347331	0,246969	4,642963
st dev	0,098332	0,023303	0,779241	0,073033	0,019911	1,105039	0,055451	0,019077	1,348065
st dev total	0,56609314			0,74919834			0,884007757		

III. Tabel Flow Ratio Pada Susunan Cooler Seri Kapasitas 50 Gpm

tube ke	mass flow ratio			mass flow ratio		
	atas	tengah	bawah	cooler 1	cooler 2	cooler 3
1	0,262646	0,257549	0,264927	0,257549	0,205452	0,203713
2	0,267239	0,262391	0,265635	0,262391	0,220909	0,213158
3	0,275848	0,261581	0,274344	0,261581	0,225547	0,223743
4	0,282114	0,276946	0,280332	0,276946	0,238876	0,240278
5	0,296129	0,286171	0,291681	0,286171	0,262889	0,260154
6	0,316471	0,302496	0,313754	0,302496	0,283825	0,282888
7	0,33713	0,326149	0,342412	0,326149	0,312439	0,313629
8	0,373149	0,358969	0,373923	0,358969	0,347479	0,348712
9	0,416042	0,401427	0,417616	0,401427	0,39724	0,393455
10	0,469999	0,453872	0,471767	0,453872	0,457649	0,454927
11	0,535704	0,525209	0,541915	0,525209	0,529297	0,526931
12	0,620574	0,605725	0,626118	0,605725	0,617296	0,623201
13	0,728494	0,703329	0,728158	0,703329	0,731487	0,730403
14	0,848597	0,834826	0,848666	0,834826	0,864404	0,873442
15	0,997597	0,98474	0,991724	0,98474	1,022858	1,034964
16	1,151795	1,174105	1,162006	1,174105	1,21837	1,230158
17	1,356862	1,390194	1,365861	1,390194	1,431328	1,458534
18	1,601647	1,541436	1,599968	1,641436	1,719011	1,720273
st dev	0,412304	0,412281	0,413546	0,426041	0,459147	0,464788

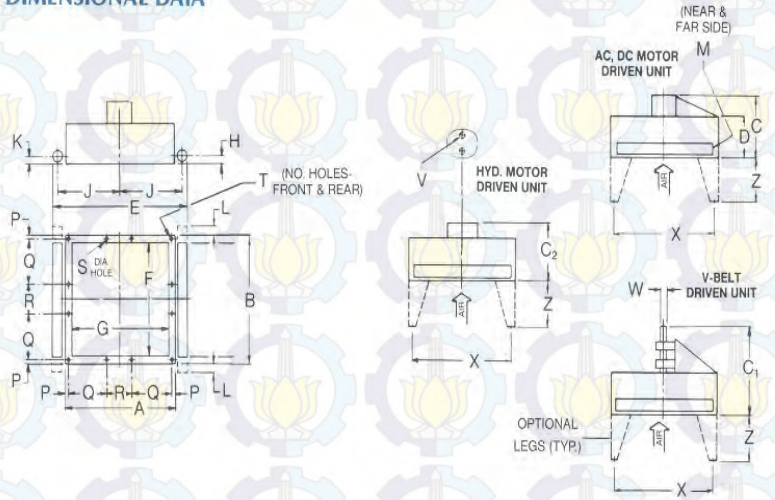
IV. Tabel Flow Ratio Pada Susunan Cooler Paralel Kapasitas 50 gpm

tube ke	cooler 1			cooler 2			cooler 3		
	atas	tengah	bawah	atas	tengah	bawah	atas	tengah	bawah
1	0,582102	0,570434	0,585928	0,268215	0,2744	0,267901	0,230175	0,224635	0,224136
2	0,553584	0,547009	0,55045	0,26659	0,259139	0,257026	0,250688	0,235544	0,235301
3	0,522443	0,515922	0,517434	0,248425	0,255222	0,247518	0,266835	0,261354	0,266098
4	0,502363	0,49295	0,500881	0,245997	0,242561	0,240334	0,302724	0,294024	0,294596
5	0,484465	0,471989	0,487384	0,233466	0,22891	0,230534	0,342569	0,326954	0,324959
6	0,457822	0,442493	0,462516	0,222924	0,229535	0,231063	0,430752	0,374673	0,39581
7	0,444891	0,430334	0,436803	0,22903	0,223027	0,225753	0,469013	0,451356	0,469792
8	0,432502	0,414333	0,427012	0,215834	0,216028	0,213318	0,552145	0,525961	0,544947
9	0,413369	0,39577	0,40677	0,224181	0,226888	0,216175	0,65622	0,625743	0,659753
10	0,397488	0,384327	0,404525	0,214707	0,213704	0,21087	0,805733	0,756759	0,800228
11	0,383006	0,367996	0,384709	0,222376	0,213202	0,211311	0,990363	0,934637	0,974815
12	0,387966	0,360498	0,372216	0,214447	0,211138	0,211903	1,200333	1,156437	1,203197
13	0,371907	0,352988	0,36481	0,221077	0,213204	0,216189	1,491109	1,409862	1,471478
14	0,371074	0,344854	0,361859	0,221846	0,217474	0,217051	1,801401	1,745938	1,823652
15	0,361549	0,35273	0,362695	0,234035	0,226742	0,222804	2,20543	2,102036	2,189055
16	0,375789	0,35746	0,359762	0,234233	0,23126	0,230162	2,666743	2,628278	2,662219
17	0,379683	0,356432	0,37089	0,260761	0,246207	0,255199	3,180216	3,181643	3,158595
18	0,376486	0,361581	0,382395	0,277524	0,267819	0,275475	3,831241	3,847826	3,853679
st dev	0,069089	0,073033	0,071369	0,020099	0,019911	0,020485	1,104716	1,105039	1,109026
st dev	0,070148133			0,019865351			1,085282321		
st dev	0,749190415								

VIII. Geometri Lube Oil Cooler

100 SERIES TEMP-TROLLERS

DIMENSIONAL DATA



MODEL CLASS	POWER DESCRIPTION								OVERALL DIMENSIONS									
	AC			DC			HYD.		BELT	A	B	C	C ₁	C ₂	D	E	X	
	HP -	FR -	FLA @460V	HP -	FR -	FLA	GPM -	PSI	RPM									
206	1/2	56	0.7	1/2	56	11	3.92	194	1725	14	14	19.00	19.75	13.44	10.25	18.75	10.25	
208	1/4	56	0.7	1/4	56	22	3.92	194	1725	18	18	19.00	20.25	13.88	10.75	22.75	13.75	
308	1/4	56	0.7	1/4	56	22	3.92	194	1725	18	18	20.25	21.50	13.00	11.88	23.25	13.75	
210	1/2	56	1.0	—	—	—	2.27	110	1725	23	23	21.00	22.00	16.13	13.13	28.25	16.75	
212	3/4	56	1.5	—	—	—	2.27	110	1725	27	27	21.00	23.00	16.56	13.56	32.25	20.75	
214	3/4	143T	1.4	—	—	—	5.27	288	1140	31	31	23.00	24.00	17.13	13.88	36.25	24.75	
314	3/4	143T	1.4	—	—	—	5.27	288	1140	31	31	24.00	25.00	18.69	15.38	37.25	24.75	
318	1 1/2	182T	2.6	—	—	—	5.54	546	1140	39	39	25.00	28.00	20.00	16.63	45.25	32.75	
418	2	184T	3.0	—	—	—	5.71	718	1140	39	39	30.00	29.25	21.50	18.13	46.25	32.75	

NOTE: ALL DIMENSIONS IN INCHES.

MODEL CLASS	INSIDE CORE					PIPING DIMENSIONS					MOUNTING DIMENSIONS					MISC. DIMS.		UNIT WT. A.C. UNITS	OIL VOL. IN U.S. GALLONS
	F	G	H	I	K	L	M	P	Q	R	S	T	Z	V	W				
206	12	-12	1.25	8.69	2.75	.75	1	.50	4	5.00	37	12	7.94	.38	.63	54	.55		
208	16	16	1.25	10.69	2.75	.75	1	.50	4	2 @ 4.50	31	16	9.94	.38	.63	65	.85		
308	16	16	2.75	10.81	2.75	.94	1 1/4	.50	4	2 @ 4.50	31	16	9.94	.38	.63	76	1.25		
210	20	20	1.75	13.31	3.25	.44	1 1/4	.75	2 @ 4	5.50	38	20	14.88	.75	.63	95	1.30		
212	24	24	1.75	15.31	3.25	.44	1 1/4	.75	2 @ 4	4.75	38	24	14.88	.75	.63	130	1.75		
214	28	28	1.75	17.31	3.25	.44	1 1/4	.75	3 @ 4	5.50	38	28	19.88	.75	.88	175	2.20		
314	28	28	3.25	17.56	3.25	1.13	2	.75	3 @ 4	5.50	38	28	19.88	.75	.88	208	3.40		
318	36	36	3.25	21.56	3.25	1.13	2	.75	4 @ 4	5.50	38	36	24.00	.75	1.13	340	5.10		
418	36	36	4.00	21.81	4.00	1.19	2 1/4	.75	4 @ 4	5.50	38	36	24.00	.75	1.13	390	6.45		