

TUGAS AKHIR - TM 184835

**STUDI NUMERIK PERPINDAHAN PANAS
KONVEKSI PAKSA PADA *FLAT FIN* DENGAN
SUSUNAN *TUBE STAGGERED* PADA ALIRAN
TRANSISI-TURBULENT MENGGUNAKAN
SOFTWARE FLUENT 18.1**

MAHADIKA FAVIAN ALFANDAVISKA

NRP 0211164000018

Dosen Pembimbing

Prof. Dr. Eng. Ir. Prabowo, M.Eng.

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN

Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya 2020



TUGAS AKHIR-TM184835

**STUDI NUMERIK PERPINDAHAN PANAS
KONVEKSI PAKSA PADA *FLAT FIN* DENGAN
SUSUNAN *TUBE STAGGERED* PADA ALIRAN
TRANSISI-TURBULENT MENGGUNAKAN
SOFTWARE FLUENT 18.1**

Mahadika Favian Alfandaviska

NRP 0211164000028

Dosen Pembimbing

Prof.Dr.Ir. Prabowo , M.Eng.

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN

FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI DAN REKAYASA SISTEM

INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER

SURABAYA - 2020



FINAL PROJECT - TM 184835

**NUMERICAL STUDY OF FORCE CONVECTION
HEAT TRANSFER IN FLAT FIN WITH STAGERED
TUBE WITH TRANSITION-TURBULENT FLOW
USING FLUENT 18.1 SOFTWARE**

MAHADIKA FAVIAN ALFANDAVISKA

02111640000028

Supervisor:

Prof. Dr. Eng. Ir. Prabowo, M.Eng.

MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT

FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY AND SYSTEM
ENGINEERING

INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER

SURABAYA 2020

HALAMAN PENGESAHAN

STUDI NUMERIK PERPINDAHAN PANAS KONVEKSI PAKSA PADA FLAT FIN DENGAN SUSUNAN *TUBE STAGGERED* PADA ALIRAN TRANSISI- *TURBULENT* MENGGUNAKAN SOFTWARE FLUENT 18.1

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
Program Studi S-1 Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

Mahadika Favian Alfandaviska

NRP. 0211164000028

Disetujui oleh:

1. Prof. Dr. Ir. Prabowo, M.Eng.  (Pembimbing)
NIP. 196505051990031005
2. Ary Bachtiar K.P., ST, MT, PhD.  (Penguji I)
NIP. 197105241997021001
3. Dr. Ir. Atok Setiyawan, M.Eng.Sc.  (Penguji II)
NIP. 196604021989031002
4. Is Bunvamin Sarvo, ST, MSc.  (Penguji III)
NIP. 198208192012121903



Halaman ini sengaja dikosongkan

**STUDI NUMERIK PERPINDAHAN PANAS
KONVEKSI PAKSA PADA FLAT FIN DENGAN
SUSUNAN *TUBE STAGGERED* PADA ALIRAN
*TRANSISI-TURBULENT***

Nama Mahasiswa : Mahadika Favian Alfandaviska

NRP : 021116400000028

Departemen : Teknik Mesin FTI-ITS

Dosen Pembimbing : Prof.Dr.Ir. Prabowo, M.Eng.

ABSTRAK

Organic Rankine Cycle (ORC) memiliki beberapa komponen di dalamnya, diantaranya adalah kondenser. Kondenser berfungsi untuk mengubah uap hasil ekstraksi turbin menjadi cairan sebelum kembali dipompa menuju boiler. Untuk itu perlu untuk bekerja dalam kondisi yang baik. Dalam penelitian kali ini akan digunakan kondenser berupa flat fin dengan memvariasikan material serta kecepatan pada daerah transisi hingga turbulents.

Tugas akhir ini menggunakan perangkat lunak GAMBIT 2.4.6 sebagai pemodelan geometri dan pembuatan mesh serta program FLUENT 18.0 untuk melakukan simulasi simulasi perpindahan panas konveksi paksa melalui *flat fin*. *Flat fin* pada tube *staggered* yang diletakkan di dalam *rectangular duct* dengan $S_T = 11.8$ mm $S_L = 22.2$ mm konstan dan panjang *flat fin* 66.6 mm. Pemanasan pada *flat fin* dilakukan dengan menjaga temperatur dari tube menjadi konstan. Dilakukan 2 variasi kecepatan udara masuk sebesar 8 m/s dan 15 m/s serta dilakukan 3 variasi untuk jenis material yaitu untuk fin berturut-turut yaitu *copper*, *Aluminium*, dan *steel*. Untuk mendapatkan hasil yang baik, terlebih dahulu dilakukan *grid independency test* sehingga diperoleh kerapatan

mesh yang optimal sehingga dapat mengurangi adanya kesalahan yang disebabkan oleh adanya kerapatan *mesh*.

Dari simulasi yang telah dilakukan didapatkan bahwasanya semakin tinggi koefisien konduksi dari pada fin akan membuat temperatur dari fin yang jauh lebih merata. Sehingga hal ini menyebabkan mudahnya perpindahan panas dari fin menuju ke udara. Selanjutnya dalam variasi dari kecepatan terlihat bahwasanya pada kecepatan yang lebih turbulent akan memiliki efisiensi yang lebih rendah dibandingkan dengan yang memiliki kecepatan yang lebih rendah. Hal ini dikarenakan pada kecepatan yang lebih tinggi akan memiliki temperatur fin yang lebih rendah akibat tingginya massa alir dari udara serta tingginya *pressure drop*. Sehingga pada simulasi kali ini yang memiliki efisiensi paling tinggi adalah 8 m/s copper dengan 88.35% dan dengan efisiensi paling rendah adalah 15 m/s steel 25.2%. Selain itu, terlihat pula effectiveness dari pada fin yang juga paling tinggi pada 8 m/s copper dengan 16.48 dan paling rendah 15 m/s steel dengan 4.7.

Kata Kunci: ORC, Kondenser, *Flat Fin*, Transisi, Turbulent

NUMERICAL STUDY OF FORCE CONVECTION HEAT TRANSFER IN FLAT FIN WITH STAGERED TUBE WITH TRANSITION-TURBULENT FLOW USING FLUENT 18.1 SOFTWARE

Student's Name : Mahadika Favian Alfandaviska

Student's Number : 021116400000028

Departemen : Teknik Mesin FTI-ITS

Advisor : Prof.Dr.Ir. Prabowo, M.Eng.

ABSTRACT

Organic Rankine Cycle (ORC) have some basic component, one of them is condenser. Condenser is used for condensing the turbine extraction steam before pumped again to the boiler. Because of the essential of the used so the condenser must work at the best performance. In this simulation, I used flat fin condenser with varying the fin materials and the inlet velocity.

This final project used GAMBIT 2.4.6 for geometry modelling and generating mesh and also FLUENT 18.0 for doing the simulation of the forced convection heat transfer. For the geometry of the flat fin I used $S_T = 11.8$ mm and $S_L = 22.2$ mm constant and the flat fin long is 66.6 mm. The heating is done by fixing the tube temperature. For the inlet velocities I variate it with 8 m/s and 15 m/s and for the material of fin I used copper, aluminium, and steel. To make sure there are no failure because of the grid, so I did a grid independency test to make sure that the failure because of grid is not significant.

From the simulation I got that when the fin conduction coefficient increase it will make the temperature of the fin become more even spread. This will make the the heat become easier to transferred into the air. After that, if we variate the velocity, we can get that the increase of the velocity will make the efficiency become less than the small velocity because the fin temperature become smaller caused by the increase of the mass transfer and the pressure drop. So, in this simulation the highest efficiency reached by 8 m/s copper with 88.35% and the lowest efficiency I got 15 m/s steel with 25.2%. Furthermore, we can also see from the effectiveness of the fin I got that 8 m/s copper is the highest with 16.48 and 15 m/s steel is the lowest with 4.7.

Keyword: ORC, Condenser, Flat Fin, Transition, Turbulent

KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan ke hadirat Allah SWT yang telah memberikan rahmat dan karunia-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir ini sebagai penutup perjalanan penulis di kampus perjuangan Institut Teknonogi Sepuluh Nopember yang penuh dengan perjuangan di dalamnya. Dalam mengerjakan tugas akhir ini, banyak sekali pihak yang turut membantu penulis untuk menyelesaikannya. Untuk itu penulis mengucapkan banyak terimakasih khususnya kepada:

1. Bapak Sujatmiko dan Erlina Vidia Shanty selaku kedua orang tua serta adik penulis Pradipta Dwi Irvan F. yang selalu memberikan doa dan dukungan yang tak terhingga. Suasana hangat di rumah menjadi motivasi terkuat penulis untuk selalu pulang kerumah hampir setiap minggu.
2. Dosen pembimbing tugas akhir ini, Prof. Dr. Eng. Ir. Prabowo, M.Eng, yang tidak henti memberikan pengampunan kepada mahasiswanya dan memberikan arahan penulis untuk menyelesaikan tugas-tugas kehidupan yang tak ada habisnya.
3. Para dosen penguji Dr. Ir. Atok Setiyawan, M.Eng.Sc, Ary Bachtiar K.P., ST. MT. PhD dan Is Bunyamin Suryo, ST. MSc yang telah banyak memberikan masukan sehingga tugas akhir ini dapat ditulis dengan sebaik-baiknya.
4. Arif Wahyudi, ST., MT., PhD selaku dosen wali penulis yang selalu memberikan saran dan motivasi penulis selama menjalankan studinya
5. Nur Alfa Fadhilaturohma selaku partner dalam mengerjakan tugas akhir yang mana sudah sangat banyak sekali membantu dalam mengerjakan dan memberikan masukan hingga mampu menyelesaikan tugas akhir ini.
6. Seluruh anggota Sarekat Perpan Barbar (Agung, Tri, Shafira, Chindy, Cendy, Fatir, Rozy, Teddy, Duo Kenny, Albert, Ajie, Fayyadh, Richap, Ishak, Haris, Mas Fajri,

Mbak Mitha, Leo, Fafa) yang selalu menemani penulis dalam menyelesaikan tugas akhir di laboratorium rekayasa thermal.

7. Semua anggota Dabest (Mas Yoga, Mba Retno, Mas Maul, Bagas, Fandy, Ardita, Dinda, Yusuf, Lina, Haggi, Iqbal, Putri, Nanda dan Luckyta) dan anggota Damri (Alec, Adi, Ebi, Fadlul, Roni, Rinda, Silvia, Mira, Indra dan Nasrul) yang sudah banyak membantu penulis dalam mempelajari banyak hal semasa kuliah dan memberikan banyak pengalaman dalam hal organisasi.
8. Kabinet Harmonika dan Kabinet Interaksi BEM FTI ITS yang telah banyak juga memberikan pengalaman dan keluarga baru di kampus perjuangan ini.
9. Mas Adis, Mas Wijdan, Mas Rezky dan Mba Rossi yang telah banyak memberikan masukan dalam menemukan metode dalam mengerjakan tugas akhir ini.
10. Keluarga pemandu panah emas yang telah banyak juga memberikan pengembangan dan kesempatan bagi penulis untuk menambah pengalaman dalam hal mengkonsep suatu pelatihan pengembangan diri dan menjadi pemateri dalam hal tersebut.
11. Arif Budi Sasongko yang telah banyak membantu dan memberikan banyak masukan pada saat kuliah dan juga sangat membantu dalam memberikan kelancaran dan fasilitas pada penulis ketika sidang tugas akhir ini.
12. Mba Amanda Rosalina yang juga telah banyak memberikan masukan selama kehidupan di kampus yang membantu dalam berbagai saran dalam perkuliahan di kampus.

Penulis menyadari bahwa manusia hanyalah makhluk yang tak luput dari lupa dan khilaf. Untuk itu penulis mengharapkan kritik dan saran yang membangun demi menyempurnakan laporan tugas akhir ini. Terakhir, penulis meminta maaf apabila terdapat kalimat yang kurang berkenan pada laporan tugas akhir ini. Penulis berharap

semoga laporan tugas akhir ini dapat bermanfaat bagi penulis dan seluruh pembaca untuk kemajuan yang lebih baik.

Surabaya, Agustus 2020

Penulis

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN.....	i
ABSTRAK.....	iii
ABSTRACT	v
KATA PENGANTAR.....	vii
DAFTAR ISI.....	xi
DAFTAR GAMBAR.....	xvii
DAFTAR TABEL.....	xxi
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1. LATAR BELAKANG	1
1.2. RUMUSAN MASALAH	2
1.3. BATASAN MASALAH.....	3
1.4. TUJUAN PENELITIAN	3
1.5. MANFAAT PENELITIAN.....	4
BAB II DASAR TEORI.....	5
2.1 Organic Rankine Cycle	5
2.2 Perpindahan Panas Konduksi	8
2.3 Perpindahan Panas Konveksi.....	9
2.4 Extended Surface	11
2.5 Proses Computational Fluid Dynamics	12
2.5.1 Pre-Processing.....	13

2.5.2 Processing	14
2.5.3 Post Processing.....	14
2.6 Software ANSYS WORKBENCH 18.1	15
2.6.1 Software GAMBIT 2.4	16
2.6.2 Software FLUENT	17
2.6.3 Viscous Model	18
2.6.4 Model Turbulensi Dekat Dinding (<i>Near Wall Treatment</i>)	20
2.7 Penelitian Terdahulu	22
2.7.1 Penelitian Tentang Permodelan Turbulent pada Tube-Fin Heat exchanger	22
2.7.2 Penelitian Mengenai Kontur Heat Exchanger pada Simulasi 3-D	23
2.7.3 Penelitian Tentang Perhitungan dan Perbedaan Material Fin-Tube.....	25
2.7.4 Penelitian Mengenai <i>h-local</i> pada <i>tube</i> berbentuk elips.....	26
2.8 Validasi Data	27
2.8.1 Perhitungan Koefisien Konveksi Simulasi	28
2.8.2 Perhitungan Koefisien Konveksi Teoritis (Metode Gray-Webb).....	29
2.8.3 Perhitungan Efisiensi dan Efektivitas finTeoritis.....	31
BAB III METODOLOGI	33

3.1	Prosedur Penelitian	33
3.2	Flowchart.....	34
3.2.1	Flowchart Penelitian.....	34
3.2.2	Flowchart Perhitungan.....	35
3.3	Studi Literatur	38
3.4	Pengumpulan Data	39
3.4.1	Data Penelitian	39
3.4.2	Data Geometri.....	39
3.5	Pemodelan Geometri dan <i>Meshing</i> pada GAMBIT	
2.4.6	40
3.5.1	Pemodelan Geometri pada GAMBIT 2.4.6 ...	40
3.5.2	<i>Meshing</i> pada pada GAMBIT 2.4.6	41
3.5.3	<i>Define zones</i> pada pada GAMBIT 2.4.6.....	42
3.6	Analisis Perpindahan Panas pada <i>Plain Fin and Tube</i> susunan <i>Staggered</i> dengan <i>Software</i> FLUENT	
18.1	43
3.6.1	Pemodelan Sistem pada FLUENT 18.1	43
3.7	Grid Independence Test	47
3.8	Analisis dan Pengolahan Data Hasil Simulasi.....	49
3.8.1	Variasi yang Dilakukan.....	49
3.8.2	Data Hasil Simulasi.....	50
BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN.....		53
4.1	Tabel dan Contoh Perhitungan	53

4.1.1 Tabel Perhitungan	53
4.1.2 Contoh Perhitungan	55
4.2 Hasil Simulasi.....	60
4.2.1 Kontur Temperatur pada Fin dengan Variasi Kecepatan Inlet Udara 8 m/s	60
4.2.2 Kontur Temperatur pada Fin dengan Variasi Kecepatan Inlet Udara 15 m/s	61
4.2.3 Perbandingan Kontur Temperatur pada Fin antara Variasi Kecepatan Inlet Udara 8 m/s dan 15 m/s.....	62
4.2.4 Kontur Temperatur pada Udara Diantara Dua Fin dengan Variasi Kecepatan Inlet Udara 8 m/s..	64
4.2.5 Kontur Temperatur pada Udara Diantara Dua Fin dengan Variasi Kecepatan Inlet Udara 15 m/s	66
4.2.6 Perbandingan Kontur Temperatur pada Udara Diantara Dua Fin antara Variasi Kecepatan Inlet Udara 8 m/s dan 15 m/s	67
4.2.7 Grafik Temperatur Fin Rata-Rata pada Variasi Kecepatan Inlet Udara 8 m/s dan 15 m/s.....	69
4.2.8 Grafik Temperatur Outlet Udara Rata-Rata pada Variasi Kecepatan Inlet Udara 8 m/s dan 15 m/s	71
4.2.9 Perbandingan Kontur Kecepatan pada Udara Diantara Dua Fin antara Variasi Kecepatan Inlet Udara 8 m/s dan 15 m/s	73

4.2.10 Grafik Temperatur Antara 2 Tube dengan Variasi Posisi Tube, Material Serta Kecepatan Inlet	74
4.2.11 Perbandingan Pathline Simulasi	77
4.2.12 Perbandingan Pressure Drop Simulasi.....	78
4.2.13 Perbandingan Efisiensi dan Effectiveness Hasil Perhitungan	80
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	83
5.1 Kesimpulan.....	83
5.2 Saran	84
TINJAUAN PUSTAKA	85
LAMPIRAN.....	89
BIOGRAFI PENULIS	109

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1. 1 Komponen ORC.....	1
Gambar 2. 1 Sistem dan T-s Diagram <i>Organic Rankine Cycle</i>	5
Gambar 2. 2 Distribusi Temperatur Pada Plat datar Sepanjang X Akibat Konduksi.....	9
Gambar 2. 3 Konveksi Paksa pada Plat Datar	10
Gambar 2. 4 Bentuk-bentuk Fin.....	12
Gambar 2. 5 Konfigurasi susunan Staggered.....	12
Gambar 2. 6 Langkah-langkah melakukan simulasi CFD	15
Gambar 2. 7 Skema proyek pada software ANSYS Workbench 18.1.....	16
Gambar 2. 8 Skema Geometri Percobaan Paper “Numerical Analysis of Tube-Fin Heat Exchanger using Fluent”	22
Gambar 2. 9 Hasil Perbandingan Antara Reynold dan Colburn J-Factor.....	23
Gambar 2. 10 Domain dan Boundary Condition Paper “Multiphysics Numerical Modeling of a Fin and Tube Heat Exchanger.”	24
Gambar 2. 11 Gambar Kontur Temperatur Paper “Multiphysics Numerical Modeling of a Fin and Tube Heat Exchanger.”	24
Gambar 2. 12 Skema Percobaan Paper “Thermal Analysis of Pin Fin using Different Materials and Forms”.	25

Gambar 2. 13 Set Up percobaan pengambilan data h-local	26
Gambar 2. 14 Gambar h-Local pada <i>circular tube</i> dan <i>elliptical tube</i>	27
Gambar 2. 15 Titik Pada Garis Diantara 2 Tube	29
Gambar 3. 1 Flowchart penelitian	35
Gambar 3. 2 Flowchart perhitungan simulasi	36
Gambar 3. 3 Flowchart Perhitungan Konveksi	37
Gambar 3. 4 Flowchart Perhitungan Efisiensi Fin	38
Gambar 3. 5 Geometri fin and tube susunan staggered	39
Gambar 3. 6 Hasil permodelan geometri (a) Tampak Atas (b) Tampak Samping (c) Tampak Depan (d) Secara keseluruhan (3D)	41
Gambar 3. 7 Hasil meshing (a) Tampak Atas (b) Tampak Samping (c) Tampak Depan (d) Secara keseluruhan (3D) (e) Mesh Disekitar Tube	42
Gambar 3. 8 Boundary Condition	43
Gambar 3. 9 Titik Pengambilan data grid independency test	47
Gambar 3. 10 Grafik banyak nodes vs velocity pada suatu titik di plane diantara fin	48
Gambar 3. 11 Grafik banyak nodes vs temperature pada suatu titik di plane diantara fin	48
Gambar 3. 12 Titik Pengambilan Data pada Simulasi	50
Gambar 4. 1 Kontur Temperatur Fin dengan Kecepatan Inlet Udara 8 m/s untuk (a) Copper Fin, (b) Aluminium Fin, (c) Steel Fin	60
Gambar 4. 2 Kontur Temperatur Fin dengan Kecepatan Inlet Udara 15 m/s untuk (a) Copper Fin, (b) Aluminium Fin, (c) Steel Fin	61

Gambar 4. 3 Kontur Temperatur Fin dengan Kecepatan Inlet Udara 8 m/s untuk (a) Copper Fin, (b) Aluminium Fin, (c) Steel Fin dan Kecepatan Inlet Udara 15 m/s untuk (d) Copper Fin, (e) Aluminium Fin, (f) Steel Fin.....	62
Gambar 4. 4 Kontur Temperatur Udara Diantara Fin dengan Kecepatan Inlet Udara 8 m/s untuk Material Fin (a) Copper, (b) Aluminium dan (c) Steel.....	64
Gambar 4. 5 Kontur Temperatur Udara Diantara Fin dengan Kecepatan Inlet Udara 15 m/s untuk Material Fin (a) Copper, (b) Aluminium dan (c) Steel.....	66
Gambar 4. 6 Kontur Temperatur Udara Diantara Fin dengan Kecepatan Inlet Udara 8 m/s untuk Material Fin (a) Copper, (b) Aluminium dan (c) Steel serta Kecepatan Inlet Udara 15 m/s untuk Material Fin (d) Copper, (e) Aluminium	67
Gambar 4. 7 Grafik Temperatur Rata-Rata Fin pada Variasi Kecepatan 8 m/s dan 15 m/s.....	69
Gambar 4. 8 Grafik Temperatur Rata-Rata Outlet Udara pada Variasi Kecepatan 8 m/s dan 15 m/s	71
Gambar 4. 9 Kontur Kecepatan Udara Diantara Dua Fin dengan Variasi Kecepatan Inlet Udara 8 m/s dan 15 m/s	73
Gambar 4. 10 Grafik Distribusi Temperatur dengan Variasi (a) posisi tube, (b) material fin, dan (c) kecepatan inlet	74
Gambar 4. 11 Gambar Perbandingan Pathline Simulasi	77
Gambar 4. 12 Grafik Pressure Drop Dari Tube dan Fin pada Variasi Kecepatan.....	78

Gambar 4. 13 Grafik Efficiency dan Effectiveness dari Tube dan Fin pada Masing-Masing Material dan Kecepatan..... 80

DAFTAR TABEL

Tabel 2. 1 Koefisien konveksi pada beberapa fluida.....	11
Tabel 2. 2 Model turbulensi di dekat dinding.....	20
Tabel 3. 1 Keterangan gambar geometri fin and tube susunan staggered	40
Tabel 3. 2 Solver FLUENT 18.1	44
Tabel 3. 3 FLUENT 18.1 model untuk transisi.....	44
Tabel 3. 4 FLUENT 18.1 model untuk transisi.....	45
Tabel 3. 5 Boudary conditions FLUENT 18.1	45
Tabel 3. 6 Solution methods FLUENT 18.1 untuk transisi	46
Tabel 3. 7 Solution methods FLUENT 18.1 untuk turbulent.....	46
Tabel 3. 8 Grid Independence Test.....	47
Tabel 3. 9 Variasi yang dilakukan pada simulasi.....	49

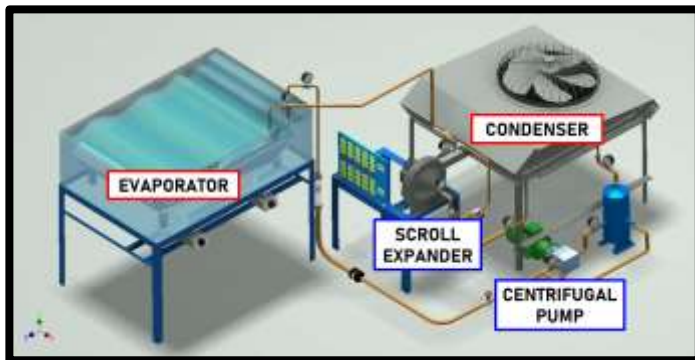
Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB I

PENDAHULUAN

1.1. LATAR BELAKANG

Organic Rankine Cycle atau ORC adalah salah satu jenis siklus rankine dimana menggunakan fluida organik sebagai fluida kerjanya. ORC sendiri merupakan salah satu jenis pembangkit yang menggunakan *low-grade heat* atau pembakaran yang rendah dalam operasinya. Hal ini dikarenakan fluida kerja organik yang mampu untuk dapat menjadi uap dalam suhu yang relative rendah dan pada tekanan yang rendah pula. Saat ini, Teknik Mesin FTIRS ITS telah memiliki ORC, namun pada ORC tersebut masih memiliki performa yang buruk. Untuk itu perlu adanya optimalisasi dari komponen-komponen ORC tersebut.



Gambar 1. 1 Komponen ORC

Pada penelitian kali ini saya akan jauh lebih meneliti pada salah satu bagian ORC tersebut yang merupakan kondenser, dikarenakan kondenser merupakan salah satu komponen yang memiliki peran yang cukup vital dalam siklus kerja ORC. Kondenser sendiri adalah komponen yang berfungsi untuk

mengubah uap hasil ekstraksi turbin menjadi cair sebelum akhirnya dapat dipompa kembali menuju evaporator. Kondenser pada penelitian kali ini akan saya lebih fokuskan pada kondenser yang ada pada laboratorium pendingin Teknik Mesin FTIRS ITS.

Pada kondenser ORC di Teknik Mesin FTIRS ITS tersebut saat ini hanya digunakan pada keadaan aliran yang masih laminar. Dari penelitian terdahulu terlihat bahwasanya hanya digunakan kecepatan kipas mulai dari 1.34 hingga 2.2 m/s atau bilangan Reynolds mulai dari 125 hingga 204 saja (Nugroho, 2019). Namun seperti kita ketahui bahwasanya pada saat kita meningkatkan kecepatan hingga turbulen maka akan terlihat bahwasanya akan meningkatkan performa dari kondenser tersebut (O'Brien & Sohal, 2000).

Sehingga dari hal tersebut, maka pada penelitian kali ini saya ingin mencoba untuk mengetahui bagaimana peningkatan performa dari kondenser tersebut apabila dilakukan peningkatan performa pada aliran transisi-turbulent. Selain itu, saya ingin mencoba apabila material dari fin kondenser tersebut dirubah, maka bagaimana dengan performa kondenser tersebut.

1.2. RUMUSAN MASALAH

Rumusan masalah pada penelitian Tugas Akhir ini antara lain:

1. Bagaimana pengaruh perubahan kecepatan udara dan material fin terhadap distribusi temperatur pada *flat fin* dengan susunan *tube staggered* pada saat aliran transisi dan turbulent?
2. Bagaimana pengaruh perubahan kecepatan udara terhadap distribusi temperatur dan distribusi kecepatan pada *plane between flat fin* dengan susunan tube staggered pada saat aliran transisi dan turbulent?

3. Bagaimana pengaruh dari perubahan kecepatan udara dan material fin terhadap efisiensi fin serta efektivitas fin pada sisi pada *flat fin* dengan susunan *tube staggered* pada saat aliran tansisi dan turbulent?

1.3. BATASAN MASALAH

Batasan masalah pada penelitian Tugas Akhir ini antara lain:

1. Simulasi dilakukan pada kondisi 3 dimensi.
2. Aliran fluida masuk melalui *inlet* dengan kecepatan tertentu.
3. Temperatur konstan pada *inside tube wall* (315 K).
4. Temperatur konstan pada *velocity inlet* (301 K).
5. Aliran fluida (udara) mengalir pada tekanan 1 atm.
6. Sistem berjalan dalam keadaan *steady state*.
7. Tidak ada energi bangkitan pada sistem.
8. Material homogen dan isentropik.
9. Komputasi dilakukan dengan pendekatan numerik, menggunakan *software* ANSYS Fluent 18.1.
10. Komputasi tidak melibatkan koefisien gesek dari material.
11. Komputasi tidak melibatkan gaya gravitasi
12. *Flat fin* berpenampang persegi panjang dan *tube* disusun secara *staggered*
13. *Flat fin* yang disusun secara *staggered* diletakkan pada aliran udara segi empat (*rectangular duct*).
14. Untuk mempercepat komputasi hanya diambil 3 *tube* dan 2 *fin* sebagai bagian dari simulasi.
15. Contact resistance dari fin diabaikan.

1.4. TUJUAN PENELITIAN

Tujuan penelitian Tugas Akhir ini antara lain:

1. Mengetahui pengaruh perubahan kecepatan udara dan material fin terhadap distribusi temperatur pada flat fin

dengan susunan tube staggered pada saat aliran transisi-turbulent.

2. Mengetahui pengaruh perubahan kecepatan udara terhadap distribusi temperatur dan distribusi kecepatan pada *plane between flat fin* dengan susunan tube staggered pada saat aliran transisi dan turbulent.
3. Mengetahui pengaruh dari perubahan kecepatan udara dan material fin terhadap efisiensi fin dan efektifitas fin pada *flat fin* dengan menganalisa titik diantara dua tube dengan susunan *tube staggered* pada saat aliran tansisi-turbulent.

1.5. MANFAAT PENELITIAN

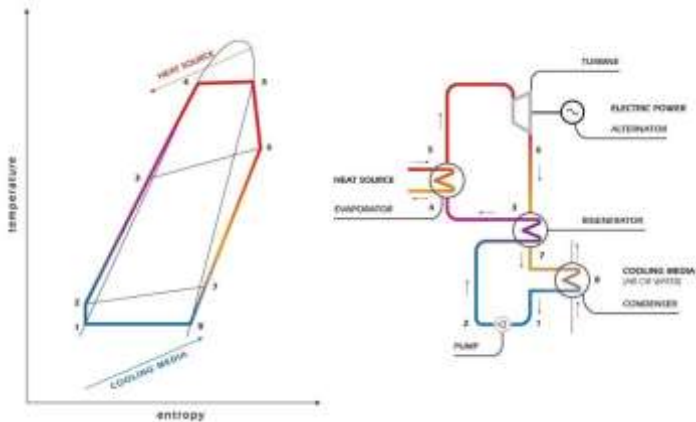
Manfaat penelitian Tugas Akhir ini antara lain:

1. Bagi penulis adalah sebagai sarana untuk penerapan keilmuan yang telah di dapatkan selama berkuliah di Teknik Mesin FTI ITS.
2. Bagi penulis dan pembaca adalah sebagai penambah wawasan mengenai ORC dan simulasi *flat fin* dengan menggunakan *software ANSYS Fluent 18.1*.
3. Bagi peneliti selanjutnya adalah sebagai referensi dan menjadi acuan untuk pengembangan selanjutnya.
4. Sebagai saran untuk perbaikan performa dari system ORC kedepannya agar menjadi semakin baik agar mendapatkan hasil yang maksimal.

BAB II

DASAR TEORI

2.1 Organic Rankine Cycle



Gambar 2. 1 Sistem dan T-s Diagram *Organic Rankine Cycle*

Organic Rankine Cycle (ORC) adalah merupakan salah satu jenis dari pembangkit dengan siklus Rankine yang menggunakan fluida organik sebagai fluida kerjanya. ORC biasanya bekerja pada temperature yang tidak terlalu tinggi (100-300 °C), sehingga dapat dikategorikan sebagai low-grade thermal. Hal ini dikarenakan fluida organik yang mampu untuk dapat evaporasi ketika berada pada suhu dan tekanan yang rendah. Fluida organik dipompa ke heat exchanger (evaporator) sehingga terjadi proses evaporasi. Uap dari evaporator akan mengalir melalui expander (turbin) untuk menghasilkan daya karena terjadi proses ekspansi. Keluaran turbin akan mengalir ke heat exchanger (kondensor) sehingga terjadi proses kondensasi, lalu kondensat akan mengalir ke pompa untuk melengkapi siklus. Dibandingkan

dengan *Rankine Cycle* konvensional (Moran, Shapiro, Boettner, & Bailey, 2011), ORC memiliki beberapa keuntungan seperti:

1. ORC lebih mudah untuk direalisasikan pada pembangkit dengan daya rendah. Dengan efisiensi yang sama, penurunan enthalpy spesifik air pada turbin harus lebih besar. Pada rentang daya rendah, dari beberapa kW hingga ratusan kW, turbin diharapkan bekerja dengan aliran masa yang rendah. Banyak pengaruh negative yang diakibatkan penggunaan aliran masa yang rendah seperti pengaruh kerugian friksi yang lebih signifikan akibat ukuran ketinggian dan jarak antara blade yang lebih kecil, kerugian akibat kebocoran lebih signifikan karena *blade tip clearance* lebih besar terhadap ukuran turbin, dan kerugian akibat *secondary flow* akibat ketebalan blade yang relative lebih besar. Kendala tersebut menyebabkan proses ekspansi yang tidak efisien, namun penggunaan fluida *organic* dapat mengatasi hal tersebut. Selain itu menawarkan konfigurasi *turbomachinery* yang lebih sederhana. Pada kondisi temperature hot dan cold side yang sama, rasio tekanan pada fluida *organic* lebih rendah dibandingkan air, sehingga tidak diperlukan turbin yang kompleks dan memiliki banyak *stage*.
2. ORC memiliki performa yang baik pada utilisasi *low grade heat source*. Berdasarkan dari slope uap jenuh pada diagram temperature-entropy (T-s), fluida kerja pada *Rankine Cycle* dapat dibagi menjadi 3 kategori : (a) *Dry Fluid* dengan *slope* positif, (b) *Wet Fluids* dengan *slope* negative, dan (c) *Isentropic fluids* dengan *slope* mendekati nol. Pada *Rankine Cycle* konvensional air sebagai fluida kerja merupakan wet fluid, sehingga perlu dilakukan superheating untuk mencegah terjadinya kondensasi pada proses ekspansi. Pemanasan lanjut dari kondisi saturasi disebut degree of superheat. Dengan kondisi sumber panas tertentu, kenaikan degree of superheat menurunkan temperatur rata-rata pada air selama pemanasan.

- Berdasarkan teori carnot efisiensi sistem menjadi rendah. Dengan mengganti air dengan *dry fluids*, permasalahan tersebut dapat diatasi. Pada temperatur inlet turbin 150°C dan temperatur kondensasi 35°C, efisiensi untuk siklus *Rankine* ideal hanya sebesar 8.3%, dimana penggunaan fluida kerja R245fa menghasilkan efisiensi sebesar 18.7%
3. Tekanan pada kondensor memiliki pengaruh yang signifikan terhadap efisiensi siklus *Rankine*. Tekanan yang lebih rendah pada kondensor menyebabkan penurunan enthalpy pada turbin lebih besar sehingga menghasilkan efisiensi termal yang lebih baik. Namun, saat beroperasi sangat sulit untuk mempertahankan kevakuman dibawah 5 kPa. Disisi lain, penggunaan fluida *organic* pada ORC memiliki titik didih yang lebih rendah sehingga tidak memerlukan kevakuman seperti pada siklus *Rankine* konvensional.

Keuntungan penggunaan ORC pada temperatur dan daya rendah sangat cocok dengan pengaplikasian pembangkit dengan bahan bakar biomasa, geothermal, dan gas buang industri. Meskipun penggunaan biomass sebagai sumber energi sudah banyak digunakan pada turbin uap, penggunaan ORC lebih cocok ketika memiliki kapasitas dibawah 3 MW. Sumber panas bumi (*geothermal*) yang dapat dieksploitasi memiliki jumlah yang cukup banyak. *Geothermal* dapat diklasifikasikan menjadi 3, yaitu: *hot water fields* (memiliki temperatur hingga 100°C), *wet steam fields* (memiliki temperatur diatas 100°C) dan *vapor-dominated fields* (memiliki temperatur diatas 200°C). *vapor-dominated fields* hanya memiliki jumlah sebesar 10% dari total *geothermal* yang ada, mayoritas memiliki temperatur uap yang cukup rendah, sehingga penggunaan ORC sangat layak. *Waste heat recovery* dari proses pada industry memiliki potensi yang cukup besar. Contohnya, sekitar 45% dari konsumsi energi di Amerika dilepaskan ke atmosfer dalam bentuk *waste heat*. Dengan memanfaatkan *waste*

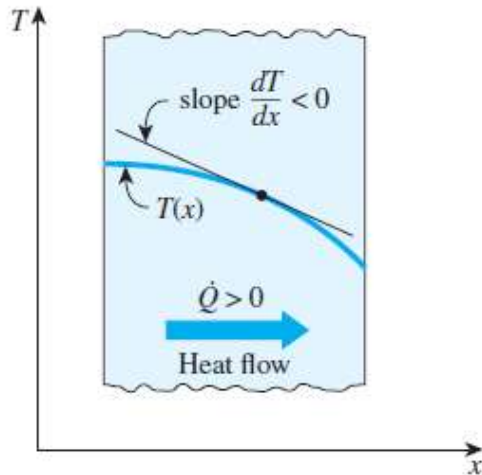
heat tersebut, sekitar 440 juta ton/tahun dari emisi CO₂ dapat dieliminasi.

Ratusan pembangkit listrik yang menggunakan ORC sudah beroperasi diseluruh dunia. Pada akhir tahun 2013, kapasitas ORC yang terpasang berkisar antara 1.700 MW. Dan perkembangannya semakin meningkat. Mayoritas pembangkit beroperasi diantara temperatur 110°C dan 320°C, dengan efisiensi listrik netto berkisar antara 9 hingga 20%. Kini Turboden dan Ormat merupakan manufaktur ORC terbesar yang ada. Turboden sudah melakukan pembangunan 200 pembangkit biomasa dengan ORC, dan Ormat sudah membangun 30 geothermal ORC. Triogen mengklaim memiliki ORC yang paling efisien di pasaran dengan efisiensi diatas 17% (150 kW) dan paling hemat dalam hal biaya untuk harga per kW kapasitas yang dipasang. Teknologi ORC dengan rentang daya diatas 100 kW dapat dikatakan telah mencapai *degree of maturity*. (Macchi & Astolfi, 2017)

2.2 Perpindahan Panas Konduksi

Konduksi merupakan perpindahan panas melalui zat penghantar tanpa disertai perpindahan partikel-partikel benda tersebut (Incropera, Dewitt, Bergman, & Lavine, 2011). Pada level mikroskopik, konduksi pada *stationary fluids* merupakan hasil perpindahan energi dari molekul dengan temperatur yang lebih tinggi ke temperatur yang lebih rendah. Pada *nonconducting solid* perpindahan energi hanya berasal dari *lattice waves* yang terinduksi oleh gerakan atom. Sedangkan pada *conducting solid* perpindahan energi juga berasal dari gerakan translasi oleh *electron* bebas. (Bejan & Kraus, 2003)

$$\dot{Q}_{cond} = -kA \frac{dT}{dx} (W) \quad (2.1)$$



Gambar 2. 2 Distribusi Temperatur Pada Plat datar Sepanjang X Akibat Konduksi

Persamaan 2.1 merupakan diferensial dari persamaan *Fourier's* untuk perpindahan panas konduksi 1-dimensional. Dimana k merupakan konduktifitas termal dari material, biasanya konduktivitas material juga bervariasi bergantung pada temperaturnya, sedangkan $\frac{dT}{dx}$ merupakan tempertaur gradien sepanjang x . Sedangkan tanda negatif menunjukkan bahwa perpindahan panas pada sumbu x positif adalah bernilai nilai positif.

2.3 Perpindahan Panas Konveksi

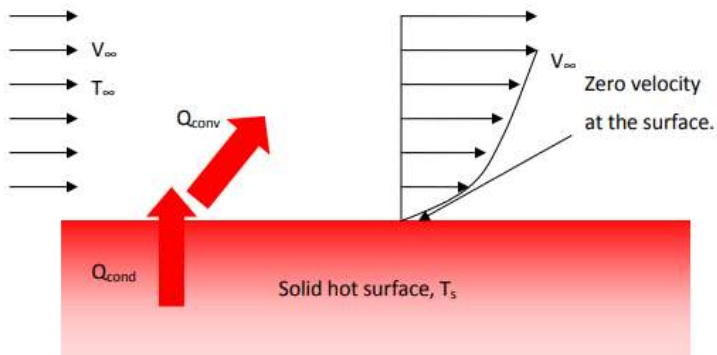
Konveksi merupakan mekanisme perpindahan energi yang mana perpindahan panasnya disertai dengan perpindahan partikel penghantarnya. Konveksi sendiri biasanya terjadi antara benda padat dengan fluida maupun antar fluida. Ketika suatu massa meninggalkan daerah berenergi tinggi menuju daerah berenergi

rendah, massa tersebut akan membawa energi yang pada akhirnya akan dilepaskan menuju daerah yang lebih dingin dan tekanan yang lebih rendah. Konveksi diklasifikasikan menjadi dua yaitu natural dan paksa. Pada natural konveksi perpindahan panas terjadi karena adanya *buoyancy effect*, sedangkan konveksi paksa berarti mengalirkan fluida kedalam suatu saluran menggunakan eksternal energi yang biasanya menggunakan pompa atau fan (Nassab, Bahrami, & Moosavi, 2011)

Persamaan yang menunjukkan *heat transfer rate* konveksi pada *fin* dikenal sebagai *Newton's law of cooling*:

$$Q = h \times A \times (T - T_{\infty}) \quad (2.2)$$

- Q = Laju perpindahan panas konveksi, (J/s).
 h = Koefisien perpindahan panas konveksi, (W/m²K).
 A = Luas permukaan, (m²)
 $(T_s - T_{\infty})$ = Perbedaan temperatur, (K)



Gambar 2. 3 Konveksi Paksa pada Plat Datar

Koefisien perpindahan panas h bukan merupakan properti fluida. Koefisien perpindahan panas tersebut ditentukan dari hasil eksperimen yang parameternya berkaitan dengan geometri permukaan, jenis aliran dan properti fluidanya.

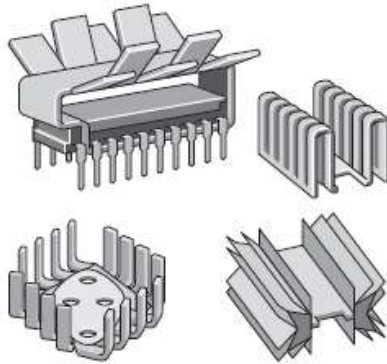
Tabel 2. 1 Koefisien konveksi pada beberapa fluida

Type of convection	h , W/m ² . °C
Free convection of gases	2-25
Free convection of liquids	10-1000
Forced convection of gases	25-250
Forced convection of liquids	50-20000
Boiling and condensation	2500-100000

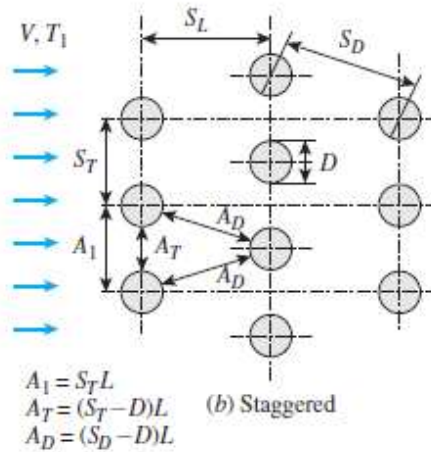
2.4 Extended Surface

Extended surface merupakan alternatif dalam peningkatan nilai perpindahan panas secara konveksi hal ini dilakukan dengan menambah *surface area* yang disebut dengan *fin*. *Fin* biasanya dibuat dari material dengan konduktifitas termal yang tinggi seperti *Aluminium*. *Fin* bisanya diprosuksi dengan cara *extrude*, *welding*, ataupun melipat-lipat *metal sheet* tipis. Pada analisis *fin* kita menentukan bahwa sistem bekerja secara *steady* dan tidak terjadi *heat generation* pada *fin* itu sendiri sehingga nilai konduktifitas pada *fin* dianggap konstan. Panjang *fin* secara ideal dapat ditentukan ketika diujung *fin* sudah tidak terjadi perpindahan panas secara signifikan pada ujung *fin*. (Cengel & Ghajar, 2015)

Pada umumnya *pin fin* sirkular disusun dengan dua metode yaitu *aligned* atau *staggered*. Namun, susunan *staggered* merupakan susunan yang lebih optimal hal ini telah dibuktikan oleh (Matos, Laursen, Vargas, & Bejan, 2003) yang melakukan penelitian secara numerik menggunakan *elliptical and round tubes* yang disusun secara *staggered* dalam aliran *crossflow*.



Gambar 2. 4 Bentuk-bentuk Fin



Gambar 2. 5 Konfigurasi susunan Staggered

2.5 Proses Computational Fluid Dynamics

CFD merupakan metode pendekatan numerik yang mensimulasikan aliran fluida. CFD memberikan keleluasaan bagi

para praktisi maupun peneliti untuk memprediksi karakteristik suatu sistem yang meliputi aliran kecepatan, tekanan, temperatur, dan perpindahan panas. Modern CFD pada sekarang ini sudah dapat untuk mensimulasikan hal-hal yang berkaitan dengan transpor kimia, reaksi kimia, pembakaran, penguapan, kondensasi dan kristalisasi. Salah satu keuntungan dari simulasi CFD adalah memungkinkannya untuk melihat informasi lokal pada daerah yang disimulasikan. Dalam hal ini tidak hanya suatu aliran saja yang bisa diamati namun juga temperatur lokal, gerakan partikel, *back mixing* atau *bubbling*. Untuk mendapatkan nilai dari simulasi CFD yang akurat diperlukan pemilihan metode yang tepat. (Andersson, et al., 2012)

2.5.1 Pre-Processing

Pre-processing terdiri atas *flow problem* yang di *input* oleh operator dan urutan transformasi dari suatu input menjadi bentuk yang cocok untuk diselesaikan oleh *solver*. Aktivitas *pre-processing* meliputi:

- a) Mendefinisikan Geometri
- b) Grid generation
- c) Penentuan fenomena fisis yang terjadi
- d) Mendefinisikan property yang disimulasikan
- e) Mennginput nilai pada *boundary condition*

Solusi dari masalah aliran seperti kecepatan, tekanan, dan temperatur didefinisikan pada *nodes* dalam setiap *cell*. Akurasi dari hasil CFD sangat bergantung pada jumlah *cell* dalam *grid*. Pada umumnya semakin besar jumlah *cell* hasil akan menjadi lebih akurat, namun keakuratan dan jumlah *cell* yang makin banyak akan berdampak pada kemampuan dari *hardware* dan waktu hitung *software* yang makin berat. *Mesh* yang optimal biasanya tidak seragam secara sempurna namun lebih *fine* pada *area* yang diamati dan *mesh* yang *coarse* pada *area* yang tidak terlalu banyak perubahan. (Versteeg & Malalasekera, 2007)

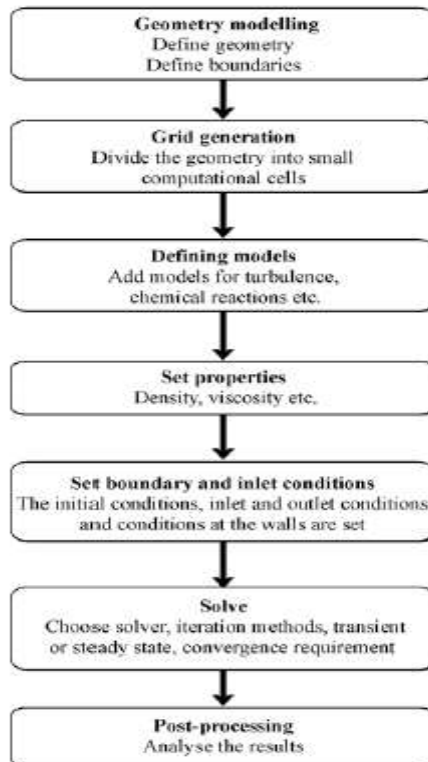
2.5.2 Processing

Processing adalah aktivitas penyelesaian masalah oleh *software solver* CFD. Solver menyelesaikan masalah secara diskrit untuk tiap elemen menggunakan algoritma pada suatu *software*. Kualitas dari hasil CFD dipengaruhi oleh metode yang digunakan dalam menjalankan *software solver*. *Finite volume method* awalnya dikembangkan dari persamaan *finite difference*. Metode ini dikembangkan dan dianggap cocok untuk menyelesaikan persoalan CFD, terdapat beberapa *software code solver* yang tersedia di pasar: PHOENICS, FLUENT, FLOW3D, dan STAR-CD. (Versteeg & Malalasekera, 2007)

2.5.3 Post Processing

Hasil dari permodelan pada *pre-processing* dan *solver* ditampilkan dalam *post processing* secara visual. Pada *post processing* dapat ditampilkan:

- a) Domain geometry dan grid
- b) Vektor plot
- c) Kontur plot
- d) 2D and 3D surface plot
- e) Particle tracking
- f) Manipulasi gerakan (translasi, rotasi, skala, dll.)
- g) Animasi dari hasil dinamik

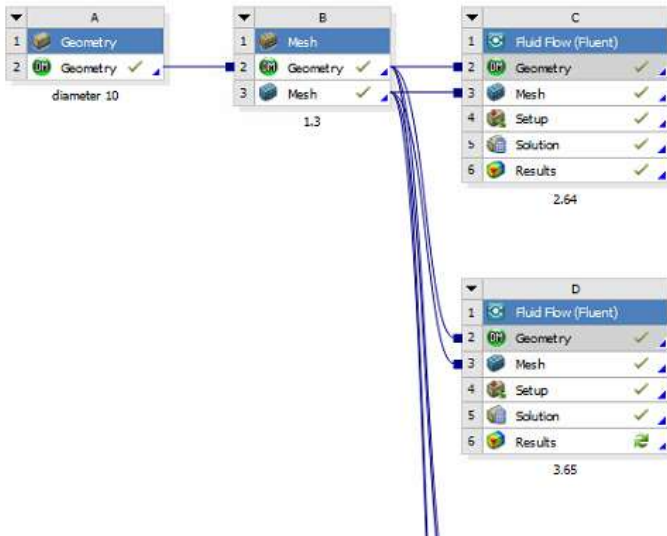


Gambar 2. 6 Langkah-langkah melakukan simulasi CFD

2.6 Software ANSYS WORKBENCH 18.1

ANSYS Workbench adalah salah satu perangkat lunak berbasis metode elemen hingga yang digunakan untuk menganalisis masalah-masalah rekayasa seperti performa struktur, termal, fluida, maupun elektromagnetik. ANSYS Workbench menyediakan fasilitas untuk berinteraksi antar *solver* family ANSYS. ANSYS juga dapat terintegrasi dengan *software* CAE yang diantaranya adalah Catia dan Solidwork. Dalam pembuatan suatu proyek, penggunaan ini *software* ini dengan meng-drag suatu

blok komponen ataupun blok sistem yang bisa dikaitkan dan saling terintegrasi. (ANSYS, Inc, 2013)



Gambar 2. 7 Skema proyek pada software ANSYS Workbench 18.1

2.6.1 Software GAMBIT 2.4

GAMBIT adalah salah satu program yang digunakan dalam pembentukan *mesh* dari suatu geometri yang akan dipergunakan untuk keperluan berbagai macam hal yang berkaitan dengan komputasi berbasis software. GAMBIT menggunakan metode *bottom up* dalam melakukan meshing. Metode *bottom up* disini berarti bahwasanya mesh yang akan dibuat dari gambit akan mengikuti urutan dari pembentukan suatu geometri, yaitu menggunakan titik, lalu setelah titik maka kita akan membuat garis, dari garis-garis akan terbentuk bidang dan dari beberapa bidang akan terbentuk volume. Keunggulan dari metode ini adalah dapat dengan mudah dalam hal mengkontrol terbentuknya *mesh* sesuai dengan apa yang kita inginkan serta juga dengan metode ini sangat

memudahkan kita untuk dapat membuat *mesh* yang lebih terstruktur (*Structured mesh*). Namun, karena hal tersebut, GAMBIT membutuhkan waktu yang lebih lama dalam penyusunan mesh dan geometri karena selain membutuhkan Langkah-langkah yang jauh lebih banyak dalam pembuatan geometri serta GAMBIT merupakan software yang sudah lama tidak dikembangkan lagi ini memiliki tingkat *generate mesh* yang cukup lama dalam hal pembuatan mesh. Namun, saya memilih tetap menggunakan GAMBIT karena kemudahan dalam melakukan kontroling dalam pembuatan mesh dan mudah untuk dipelajari dalam hal bagaimana pembuatan mesh tersebut.

2.6.2 Software FLUENT

FLUENT adalah salah satu *software solver computational fluid dynamics* (CFD) yang digunakan untuk mensimulasikan kasus-kasus aliran fluida. FLUENT menggunakan metode *finite-volume method* untuk menyelesaikan persamaan fluida. Hal tersebut mencakup penggunaan berbagai model fisis seperti *incompressible/compressible*, *inviscid/viscous*, *laminar/turbulent*, dan lain-lain. Software FLUENT dapat menunjukkan profil dari temperatur, tekanan, kecepatan, dan *properties* lainnya dari keseluruhan maupun sebagian *mesh* yang sebelumnya telah dibuat dalam software ANSYS ICEM CFD 18.1 (Fluent, Inc., 2006).

FLUENT memiliki struktur data yang efisien dan lebih fleksibel, karena FLUENT ditulis dalam bahasa C. FLUENT juga dapat dijalankan sebagai proses terpisah secara simultan ada klien *desktop workstation* dan *computer server*.

FLUENT sering digunakan karena memiliki kelebihan:

1. FLUENT mudah digunakan.
2. Model yang *realistic* (tersedia berbagai pilihan (*solver*)).
3. Diskritisasi atau *meshing* model yang efisien.
4. Cepat dalam penyajian hasil.
5. Visualisasi yang mudah untuk dimengerti.

Dalam dunia industri, FLUENT sering digunakan untuk mendesain suatu sistem fluida dan untuk mencari sumber atau analisis kegagalan suatu sistem fluida. Penggunaan FLUENT secara umum dalam bidang *Aerospace*, Otomotif, Biomedical, Pertambangan, Petrokimia, Pembangkit tenaga, *Trubomachinery*.

2.6.3 Viscous Model

Berdasarkan viskositasnya, aliran dapat dibedakan menjadi aliran *viscous* dan *inviscid*. Aliran *viscous* adalah aliran fluida dimana efek viskositasnya tidak diabaikan sehingga pada aliran tersebut timbul *boundary layer* akibat tegangan geser. Tegangan geser ini mengakibatkan berubahnya profil kecepatan fluida yang mengalir sepanjang *tube*. Pada *software* CFD, pemodelan aliran *viscous* terbagi menjadi berbagai macam model yang dapat dilihat pada model dibawah (Fluent, Inc., 2006):

1. Model Spalart-Allmaras

Merupakan model turbulensi satu persamaan yang relatif mudah untuk menyelesaikan persamaan fluida untuk viskositas *kinematic turbulent*. Model didesain untuk *aerospace* yang melibatkan aliran *wall-bounded* dan telah menunjukkan hasil yang baik. Model Spalart-Allmaras efektif untuk model dengan bilangan *Reynolds* yang kecil, ukuran *mesh* yang besar (kasar), dan tidak memerlukan akurasi perhitungan aliran turbulen.

2. Model k-epsilon

Merupakan model turbulensi yang cukup lengkap dengan dua persamaan yang memungkinkan kecepatan turbulen (*turbulent velocity*) dan skala panjang (*length scales*) ditentukan secara independen. Kestabilan, ekonomis (dari sisi komputasi), dan akurasi yang memadai untuk berbagai jenis aliran turbulen membuat model k-epsilon sering digunakan pada simulasi aliran fluida dan perpindahan panas. Model k-epsilon efektif untuk model dengan bilangan *Reynolds* tinggi. Model ini tidak efektif untuk

aliran kompleks yang meliputi *strong stream curvature* dan separasi.

3. Model RNG k-epsilon

Salah satu kelompok dari pemodelan k-epsilon di mana ada penambahan istilah ϵ dalam persamaan di dalamnya yang mampu meningkatkan akurasi untuk pemodelan dengan masalah *strained flows*. Selain itu model RNG k-epsilon efektif untuk model dengan bilangan *Reynolds* rendah dan aliran yang memiliki *swirling*.

4. Model Realizable k-epsilon

Model ini memenuhi beberapa batasan matematis pada bilangan *Reynolds*, konsisten dengan bentuk fisik aliran turbulen. Model ini lebih akurat untuk memprediksi laju penyebaran fluida dari pancaran jet/nosel. Selain itu juga memberikan performa bagus untuk aliran yang melibatkan putaran, lapisan batas yang mempunyai gradien tekanan yang besar, separasi dan resirkulasi

5. Model k-omega Standar

Pemodelan ini digunakan untuk menyelesaikan permasalahan pada bilangan *Reynolds* rendah, aliran *compressible*, dan *shear flow spreading*. Pemodelan ini juga dapat menampilkan transisi aliran *lamiran* menuju aliran *turbulent*.

6. Model k-omega SST

Model ini mampu secara akurat memformulasikan daerah dekat dengan dinding pada fluida yang mengalir. Model k-omega SST ini lebih akurat dan dapat diandalkan untuk peristiwa-peristiwa seperti aliran dengan *adverse pressure gradient*, *airfoils*, *transonic shock wave* dan lain-lain dibanding Model k-omega standar.

7. Model *Reynolds Stress* (RSM)

Merupakan model turbulensi yang paling teliti pada FLUENT. Model RSM mendekati persamaan Navier-Stokes (*Reynolds-averaged*) dengan menyelesaikan persamaan transport untuk tegangan Reynolds bersama-sama dengan persamaan laju disipasi. Model ini menggunakan persamaan transport lebih banyak dibandingkan persamaan turbulen lainnya. Model ini juga dapat memberikan hasil perhitungan lebih akurat untuk aliran kompleks.

8. Model Large Eddy Simulation (LES)

Large Eddy Simulation merupakan pendekatan antara RANS dengan DNS. Model ini memerlukan ukuran *mesh* yang lebih kecil dibandingkan kedua model persamaan. Selain itu mode LES juga memerlukan daya komputasi yang lebih besar dan tidak praktis untuk aplikasi teknis secara umum.

2.6.4 Model Turbulensi Dekat Dinding (*Near Wall Treatment*)

Pada simulasi *FLUENT*, juga terdapat fitur untuk meningkatkan komputasi didekat dinding yaitu dengan mengaktifkan mode *near wall treatment*. Adapun beberapa opsi yang dapat dipilih dapat dilihat pada tabel 2.1 berikut:

Tabel 2. 2 Model turbulensi di dekat dinding

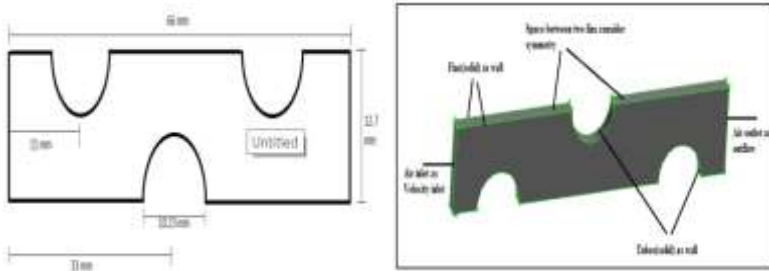
Model	Deskripsi
Standard Wall Function	Merupakan opsi <i>default</i> pada ANSYS FLUENT. Model ini dapat menyelesaikan berbagai kasus aliran yang dibatasi oleh dinding. Namun, model ini cenderung kurang reliabel jika situasi aliran berubah dari kondisi ideal yang diasumsikan dari perumusan rumus model ini

Non-Equilibrium Wall Function	Merupakan pemodelan yang memiliki kemampuan untuk memperhitungkan efek gradien tekanan, sehingga direkomendasikan untuk aliran kompleks yang banyak melibatkan separasi, <i>reattachment</i> , dan <i>impingement</i> . Dimana <i>mean flow</i> dan turbulensi mengalami gradien tekanan dan perubahan cepat. Aliran tersebut dapat dilakukan perbaikan terutama dalam prediksi <i>wall shear</i> (koefisien <i>skin-friction</i>) dan perpindahan panas (Nusselt atau Stanton)
Enhanced Wall Treatment	Merupakan metode pemodelan dekat-dinding yang menggabungkan model <i>two-layer</i> dengan fungsi dinding yang ditingkatkan. Jika <i>mesh</i> dekat dinding cukup baik untuk dapat menyelesaikan sublapisan <i>viscous</i> (biasanya dengan node dekat-dinding pertama ditempatkan pada $y^+=1$). Namun, pembatasan bahwa jaring dekat dekat-dinding harus cukup halus di mana saja dapat memaksakan persyaratan komputasi yang terlalu besar. Idealnya—model ini diperutukkan bagi yang ingin menggunakan <i>mesh</i> yang tidak terlalu halus dekat dinding.
User-Defined Wall Function	Opsi <i>udf wall function</i> ini hanya tersedia pada model <i>k-ε</i> . Dengan memilih <i>User-Defined Wall Function</i> pada <i>Near Wall treatment</i> memungkinkan kita untuk mengaitkan <i>Law-of-the-wall</i> UDF

2.7 Penelitian Terdahulu

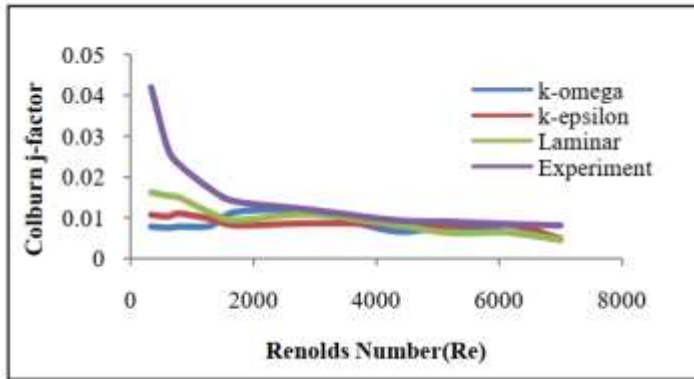
2.7.1 Penelitian Tentang Permodelan Turbulent pada Tube-Fin Heat exchanger

Penelitian ini dilakukan oleh M. V. Ghorri dan R. K. Kirar tentang “*Numerical Analysis of Tube-Fin Heat Exchanger using Fluent*” dimana penelitian ini bertujuan untuk menginvestigasi kemungkinan digunakannya simulasi CFD untuk mendesain suatu heat exchanger dibandingkan dengan menggunakan eksperimen yang memakan biaya yang cukup banyak. Pada paper kali ini dilakukan dengan menggunakan geometri 3-D dari *heat exchanger* yang ditunjukkan seperti gambar dibawah:



Gambar 2. 8 Skema Geometri Percobaan Paper “Numerical Analysis of Tube-Fin Heat Exchanger using Fluent”

Pada paper kali ini dilakukan variasi inlet masuk dengan memvariasikannya antara 0.3 m/s hingga 6.2 m/s dimana dalam hal ini akan memiliki variasi bilangan Reynold yang antara 330 hingga 7000 dimana apabila kita tinjau dari kasus aliran internal maka untuk variasi Reynold ini akan mewakili jenis aliran laminar, transisi hingga turbulent. Selain itu, pada paper ini juga akan dilakukan perbandingan dengan menggunakan tiga macam model turbulensi diantaranya permodelan *Laminar*, *K-Omega SST*, dan *Standard K-Epsilon* dan membandingkannya dengan menggunakan data langsung dari eksperimen. Berikut merupakan hasil dari paper ini:



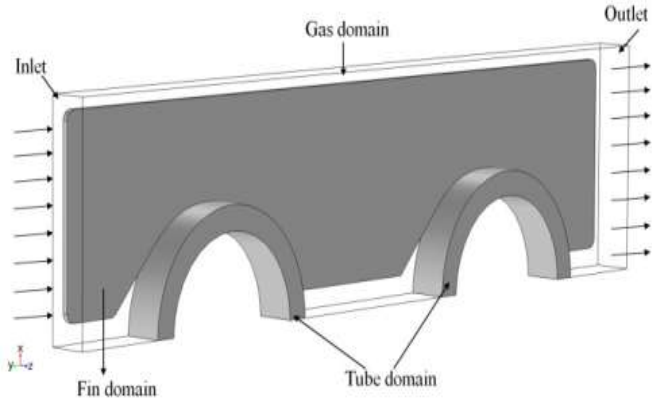
Gambar 2. 9 Hasil Perbandingan Antara Reynold dan Colburn J-Factor

Dari grafik diatas dapat disimpulkan beberapa hal, yaitu diantaranya permodelan *Laminar* memiliki kelebihan dalam hal aliran yang masih laminar ($Re < 1300$), lalu untuk permodelan *K-Omega* memiliki karakteristik yang baik dalam memodelkan pada aliran transisi ($1300 < Re < 2900$), serta permodelan *K-Epsilon* memiliki kelebihan dalam permodelan Ketika aliran berada pada kondisi turbulents ($Re > 2900$). (Ghori & Kirar, 2012)

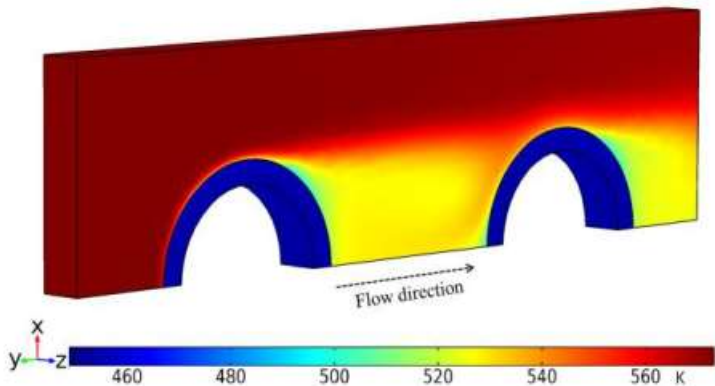
2.7.2 Penelitian Mengenai Kontur Heat Exchanger pada Simulasi 3-D

Penelitian ini dilakukan oleh Sobhana Singh dkk., dimana pada penelitian kali ini mengangkat tema “*Multiphysics Numerical Modeling of a Fin and Tube Heat Exchanger*” dimana pada penelitian kali ini memiliki tujuan yaitu memprediksi performa dari *heat exchanger* bertipe *fin* dan *tube* dengan menerapkan pendekatan *Multiphysics*. Pada penelitian kali ini dilakukan dengan menggunakan model turbulensi *K-Epsilon*. Setelah itu dilakukan beberapa hal dalam *post processing* diantaranya menghitung *Overall Heat Transfer Coefficient*, *Colburn J-Factor*, *Flow*

Resistance Factor, serta *Efficiency Index*. Berikut ini permodelan serta contoh kontur hasil dari penelitian pada paper ini:



Gambar 2. 10 Domain dan Boundary Condition Paper “Multiphysics Numerical Modeling of a Fin and Tube Heat Exchanger.”

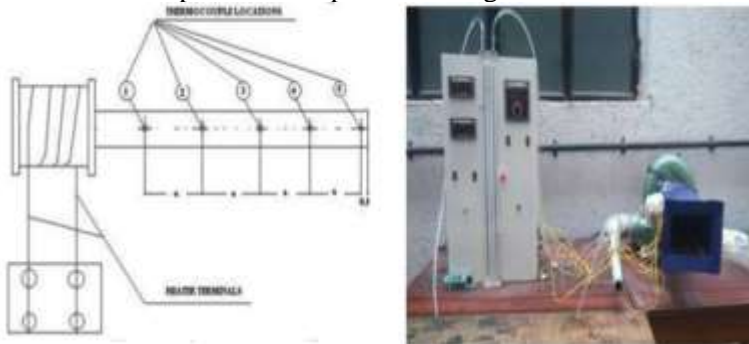


Gambar 2. 11 Gambar Kontur Temperatur Paper “Multiphysics Numerical Modeling of a Fin and Tube Heat Exchanger.”

Hasil dari penelitian ini yaitu permodelan 3-D jauh lebih mampu untuk memprediksi temperature ketika kondisi *Steady* serta profil kecepatannya, seta permodelan ini dapat dipergunakan kedepannya dalam rangka mendesain heat exchanger dengan lebih baik dengan memperhatikan parameter-parameter yang ada di dalam paper ini (Singh, Sorensen, & Condra, 2015).

2.7.3 Penelitian Tentang Perhitungan dan Perbedaan Material Fin-Tube

Penelitian kali ini dilakukan oleh Laxmikant Chavan dan Niranjan Purane pada tahun 2015 tentang “*Thermal Analysis of Pin Fin using Different Materials and Forms*”. Pada penelitian kali ini bertujuan untuk menyelidiki efek dari bertambahnya bulangan Reynolds terhadap efisiensi dan efektivitas *pin fin* serta melihat efek dari beberapa material diantaranya alumunium dan kuningan serta beberapa bentuknya. Pada penelitian kali ini menggunakan skema seperti pada gambar berikut:



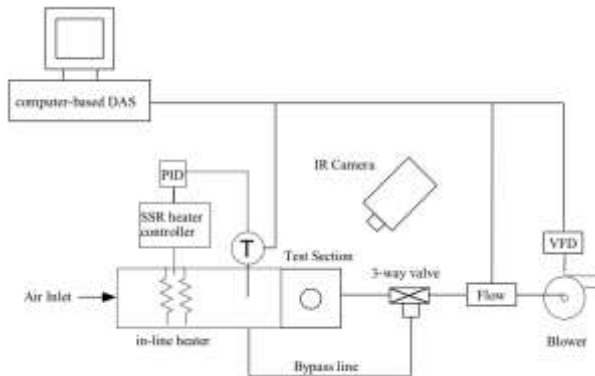
Gambar 2. 12 Skema Percobaan Paper “*Thermal Analysis of Pin Fin using Different Materials and Forms*”.

Paper ini akan digunakan dalam hal melakukan beberapa perhitungan analisis karena pada paper ini menyajikan perumusan-perumusan yang mampu mempermudah dalam melakukan Analisa

perhitungan pada heat exchanger. Selain itu, pada paper ini dapat disimpulkan bahwasanya fin dengan koefisien yang lebih tinggi akan memiliki efisiensi dan efektifitas yang lebih tinggi (Chavan & Purane, 2015).

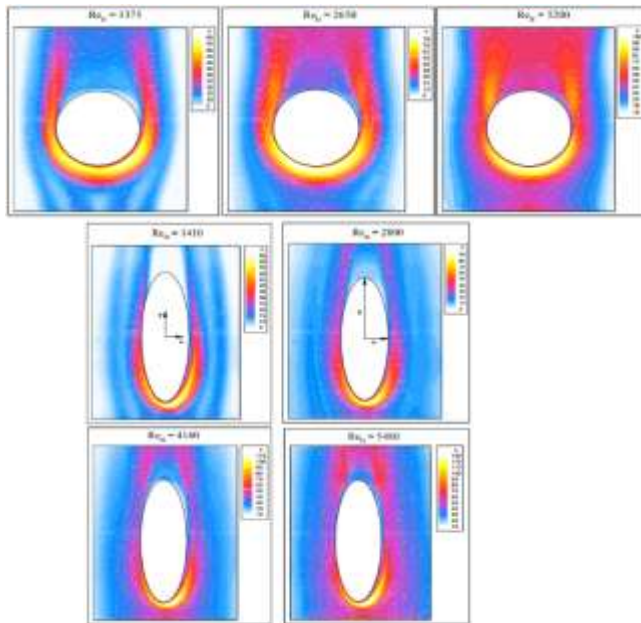
2.7.4 Penelitian Mengenai *h-local* pada *tube* berbentuk elips

Penelitian kali ini dilakukan oleh James E. O'Brien dan Manohar S. Sohal mengenai *Local Heat Transfer for Fined-Tube Heat Exchanger using Oval Tubes*. Pada penelitian kali ini dilakukan experiment untuk menguji koefisien konveksi lokal dengan menggunakan set up alat seperti gambar berikut:



Gambar 2. 13 Set Up percobaan pengambilan data *h-local*

Pada percobaan kali ini dilakukan variasi pada bilangan Reynold dan melihat bagaimana *h-local* yang terjadi pada *tube*. Berikut ini merupakan contoh hasil dari percobaan tersebut dimana akan terlihat *circular tube* dan *elliptical tube* seperti gambar berikut:



Gambar 2. 14 Gambar h-Local pada *circular tube* dan *elliptical tube*

Pada percobaan kali ini didapatkan hasil bahwasanya pada bilangan Reynolds rendah terlihat bahwasanya hanya sedikit daerah yang memiliki heat transfer yang tinggi sedangkan semakin bertambahnya Reynolds dan turbulensi akan membuat perpindahan akan semakin uniform. (O'Brien & Sohal, 2000).

2.8 Validasi Data

Pada bagian kali ini akan dibahas mengenai perhitungan yang akan digunakan pada penelitian kali ini. Secara garis besar, beberapa hal yang akan dihitung pada penelitian kali ini yaitu

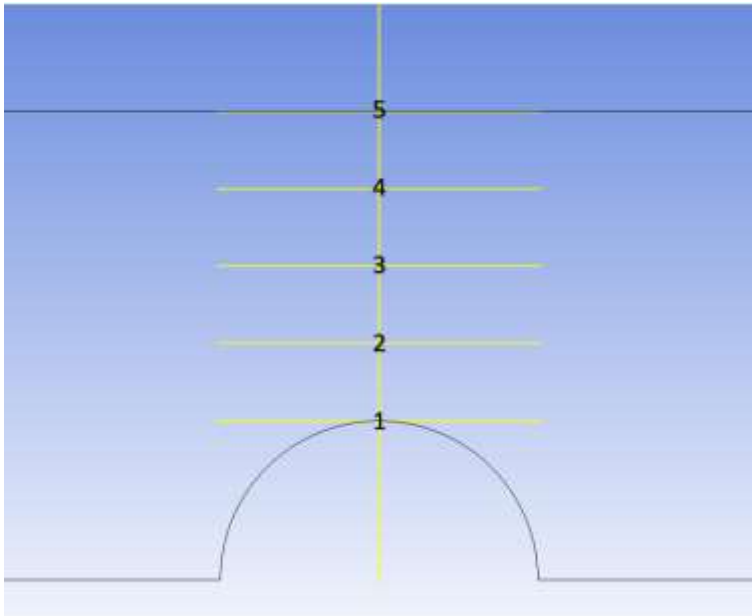
terdapat koefisien konveksi secara simulasi, perhitungan koefisien konveksi secara teoritis serta perhitungan efisiensi secara teoritis:

2.8.1 Perhitungan Koefisien Konveksi Simulasi

Pada perhitungan kali ini dilakukan pendekatan dengan menggunakan perumusan dimana untuk perhitungan dari T udara rata-rata selama berada pada kondenser dapat didekati dengan menggunakan persamaan:

$$T_{\infty} = \frac{T_{in} + T_{out}}{2} \quad (2.3)$$

Perumusan diatas digunakan untuk pendekatan semua properties dari pada udara saat berada di dalam tube. Selain itu, dilakukan pengambilan data pada titik-titik yang diambil pada garis diantara dua tube yang mana ditunjukkan seperti pada gambar:



Gambar 2. 15 Titik Pada Garis Diantara 2 Tube

Setelah didapatkan data temperatur dan flux dari titik-titik tersebut digunakan perumusan sebagai berikut:

$$h = \frac{q''}{(T - T_f)} \quad (2.4)$$

Dimana q'' adalah *flux heat*, T adalah teperatur udara di udara pada titik uji, dan T_f adalah temperature dari Fin di dekat titik uji yang diambil.

2.8.2 Perhitungan Koefisien Konveksi Teoritis (Metode Gray-Webb)

Pada perhitungan kali ini akan digunakan cara diantaranya adalah pada awal-awal langkah, kita mencari *frontal area* dengan menggunakan rumus:

$$A_{fr} = w \cdot h \quad (2.5)$$

Dimana w adalah lebar dan h adalah tinggi yang ada pada bagian frontal atau bagian *cross sectional* dari arah aliran. Setelah mengetahui *frontal area* selanjutnya saya dapat menghitung aliran massa yang melewati fin dengan menggunakan rumus:

$$\dot{m} = \rho v_{\infty} A_{fr} \quad (2.6)$$

Dimana ρ adalah massa jenis, v_{∞} adalah kecepatan udara, dan A_{fr} adalah *frontal area*. Setelah itu, saya menghitung diameter hidrolis dengan menggunakan rumus:

$$D_h = \frac{4A_{fr}}{P} \quad (2.7)$$

Dimana P adalah keliling dari *cross sectional area* dimana udara mengalir. Setelah itu, saya mencari free flow area minimum dengan menggunakan rumus:

$$\sigma = \frac{L_f \times D_h}{\mu} \quad (2.8)$$

Dimana L_f adalah panjang dari fin dan μ adalah viskositas. Dari situ saya selanjutnya dapat menghitung *maximum mass flux* dengan rumus:

$$G = \frac{\dot{m}}{\sigma \times A_{fr}} \quad (2.8)$$

Dan didapatkan *Reynolds Number* dengan menggunakan rumus:

$$Re_D = \frac{G \times D_h}{\mu} \quad (2.9)$$

Setelah itu akan didapatkan *Colburn J-Factor* dengan menggunakan rumus:

$$j_{WG} = 0.14 Re_D^{-0.328} \left(\frac{S_T}{S_L}\right)^{-0.502} \left(\frac{S}{D}\right)^{-0.0312} \quad (2.10)$$

Dimana S_T adalah *transfersal pitch*, S_L adalah *longitudinal pitch*, s adalah *fin spacing*, dan D adalah diameter luar tube. Dari *Colburn J-Factor* diatas dapat dihitung koefisien konveksi dengan menggunakan rumus:

$$h = \frac{j_{WG}}{2} \times G \times C_p \quad (2.11)$$

$$Pr^{\frac{1}{3}}$$

2.8.3 Perhitungan Efisiensi dan Efektivitas fin Teoritis

Pada perhitungan kali ini dilakukan dengan menggunakan perhitungan efisiensi dan efektifness dimana menurut definisinya efisiensi berarti perbandingan performa dari fin terhadap batas maksimalnya atau dapat dituliskan dengan menggunakan rumus:

$$\mu_f = \frac{q_f}{q_{max}} = \frac{h A_f (\bar{T}_f - \bar{T}_\infty)}{h A_f (\bar{T}_b - \bar{T}_\infty)} \quad (2.12)$$

imana h adalah koefisien konveksi, A_f adalah luasan efektif fin, T_f adalah temperatur rata-rata fin, T_b adalah temperatur rata-rata tube dan $T_{infinite}$ adalah temperatur rata-rata udara. Selanjutnya dengan menggunakan rumus berikut:

$$\varepsilon_f = \frac{q_f}{q_{without fin}} = \frac{h A_f (\bar{T}_f - \bar{T}_\infty)}{h A_b (\bar{T}_b - \bar{T}_\infty)} \quad (2.12)$$

Saya dapat menghitung efektivitas dari fin dimana A_b adalah luasan permukaan dari pada tube.

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB III

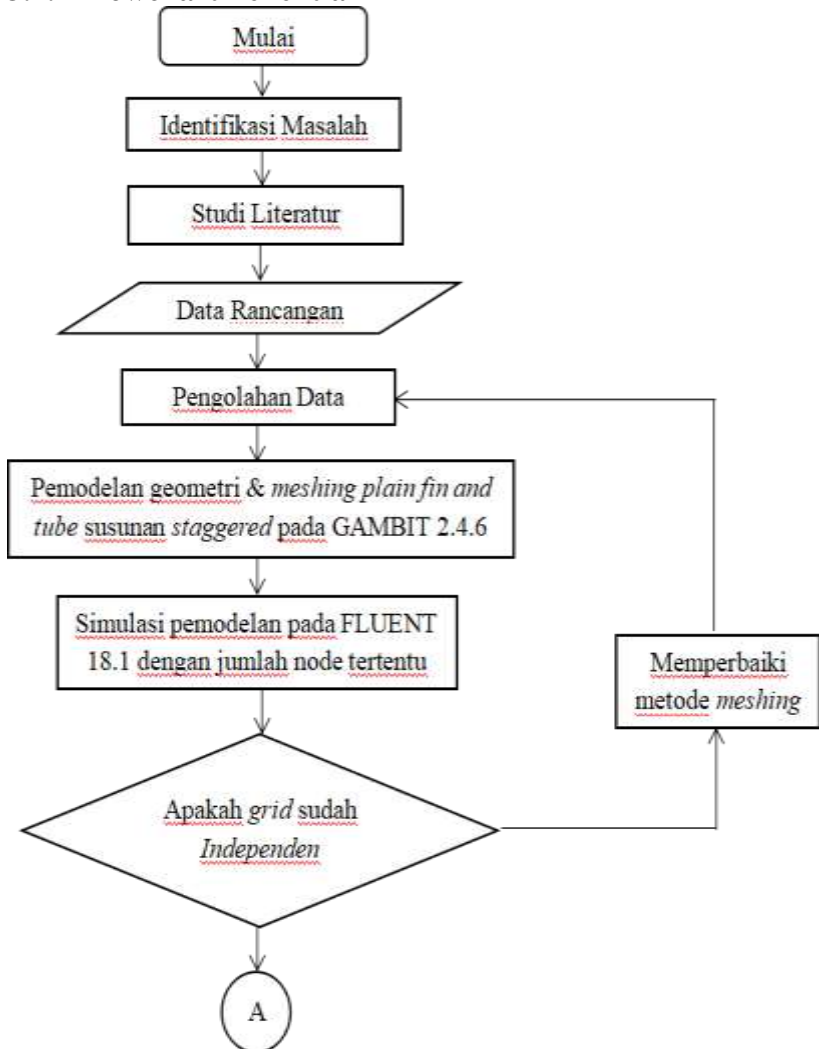
METODOLOGI

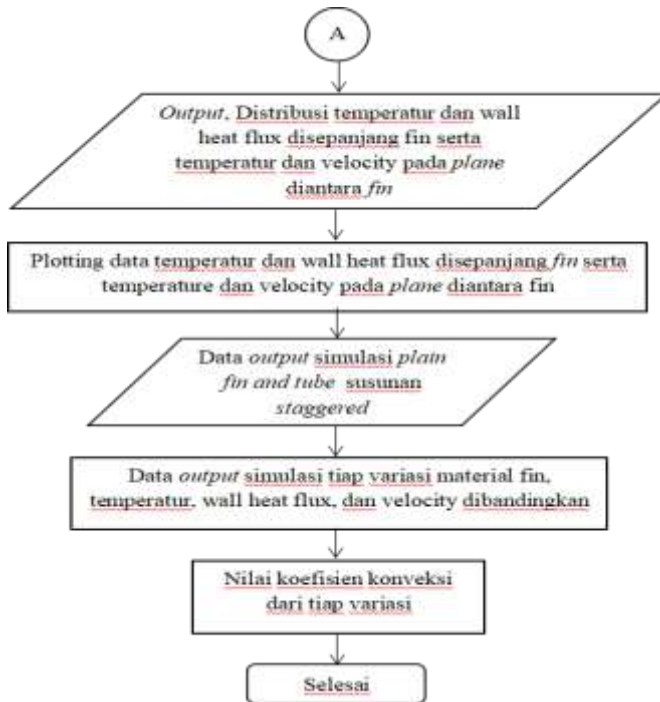
3.1 Prosedur Penelitian

Pada penelitian kali ini dilakukan beberapa langkah diantaranya adalah mencari latar belakang dari masalah, studi literatur, memperoleh data rancangan, melakukan olah data berupa permodelan geometri dan meshing, dan melakukan percobaan simulasi menggunakan mesh yang telah dibuat pada FLUENT. Selain itu, akan dilakukan *grid independency* serta setelahnya dilakukan pengolahan data hasil simulasi yang nantinya akan menjadi hasil dan kesimpulan dari penelitian kali ini.

3.2 Flowchart

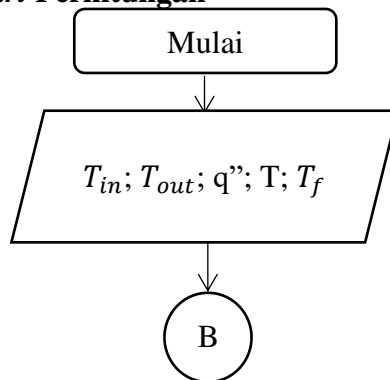
3.2.1 Flowchart Penelitian

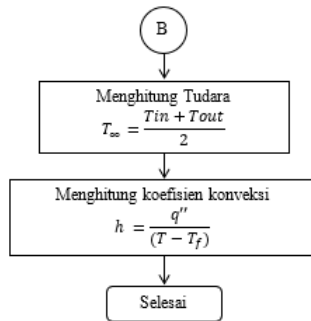




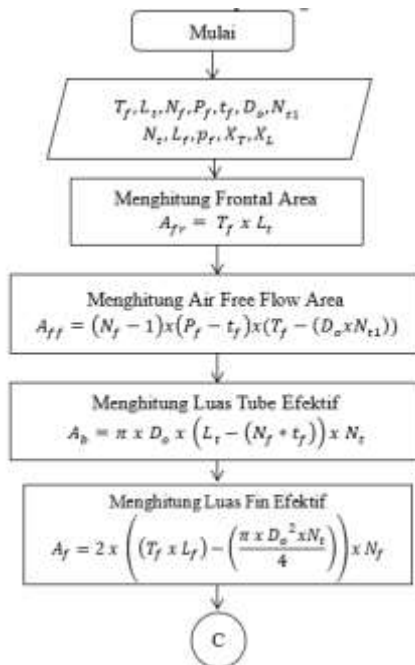
Gambar 3. 1 Flowchart penelitian

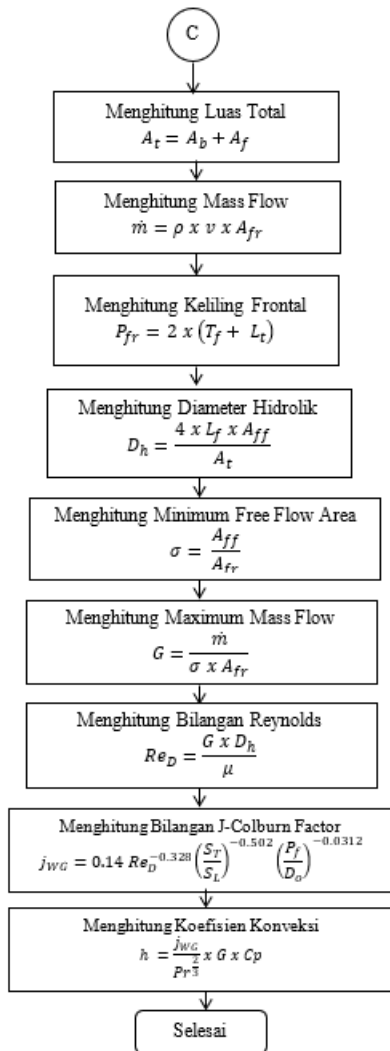
3.2.2 Flowchart Perhitungan



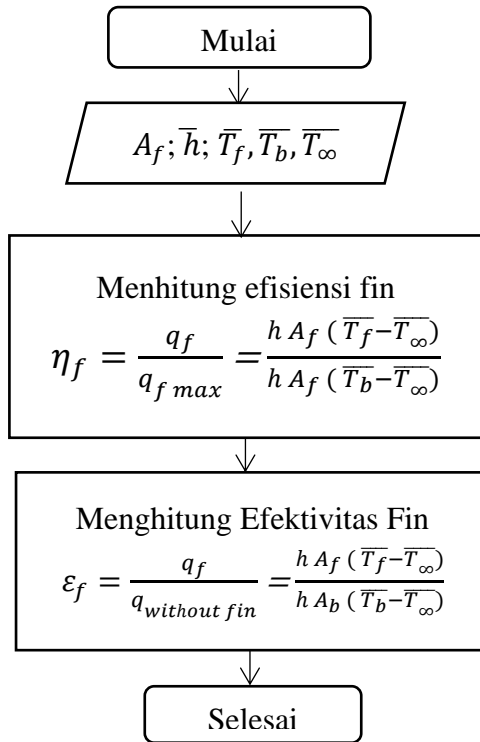


Gambar 3. 2 Flowchart perhitungan simulasi.





Gambar 3.3 Flowchart Perhitungan Konveksi



Gambar 3. 4 Flowchart Perhitungan Efisiensi Fin

3.3 Studi Literatur

Pada tahap ini dilakukan kajian mengenai dasar teori yang digunakan pada penelitian kali ini. Studi literatur yang dilakukan diantaranya meliputi ORC, konduksi, konveksi, *extended surface*, proses pada CFD, Software yang akan digunakan meliputi GAMBIT 2.4.6 serta ANSYS FLUENT 18.1. Selain itu dilakukan beberapa kajian pada literatur seperti beberapa jurnal internasional serta buku-buku CFD dan heat transfer yang mana digunakan dalam hal dasaran dalam melakukan perhitungan dan juga simulasi.

3.4 Pengumpulan Data

Pada tahapan kali ini dilakukan pengumpulan data berupa geometri, material, penelitian terdahulu, spesifikasi alat, dan segala macam yang ada pada kondenser pada ORC di Teknik Mesin FTIRS ITS. Data-data tersebut nantinya akan dilakukan permodelan geometri menggunakan GAMBIT 2.4.6 yang nantinya akan digunakan untuk simulasi pada ANSYS FLUENT 18.1.

3.4.1 Data Penelitian

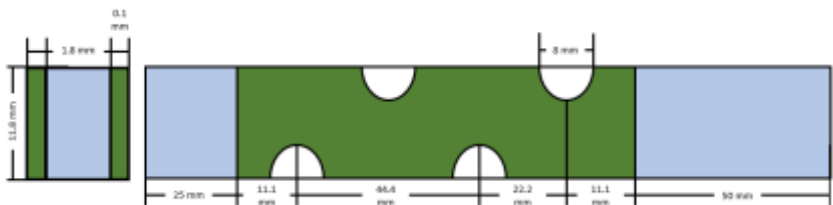
Pada penelitian ini, data-data yang digunakan adalah sebagai berikut :

Program yang digunakan : GAMBIT 2.4.6 dan FLUENT 18.1

Objek Penelitian : Perpindahan panas konveksi paksa pada *plain fin and tube* dengan susunan *staggered*

3.4.2 Data Geometri

Pada penelitian kali ini dilakukan pada suatu kondenser berupa *plain fin and tube condenser* dimana menggunakan ANSYS FLUENT 18.1 dan dilakukan variasi kecepatan pada transisi dan turbulent serta material untuk tube adalah *copper* serta material untuk fin dilakukan variasi yaitu *copper*, *Aluminium* dan *steel*. Untuk geometri sendiri dapat dilihat pada gambar berikut:



Gambar 3. 5 Geometri fin and tube susunan staggered

Tabel 3. 1 Keterangan gambar geometri fin and tube susunan staggered

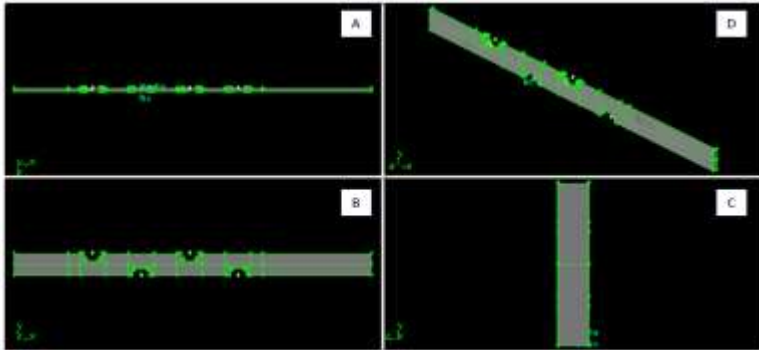
Panjang inlet	0,025	m	Longitudinal Pitch (S_L)	0,0222	m
Panjang Outlet	0,05	m	Transversal Pitch (S_T)	0,0118	m
Diameter tube (D_o)	0,008	m	Fin Pitch	0,0018	m

3.5 Pemodelan Geometri dan *Meshing* pada GAMBIT 2.4.6

Setelah mendapatkan data seperti diatas, maka selanjutnya akan dilakukan pemodelan geometri menggunakan software GAMBIT 2.4.6 dan selanjutnya akan dilakukan *grid independency* menggunakan software FLUENT 18.1. Pemodelan geometri dan meshing dan pendefinisian zones terdapat 3 langkah yaitu :

3.5.1 Pemodelan Geometri pada GAMBIT 2.4.6

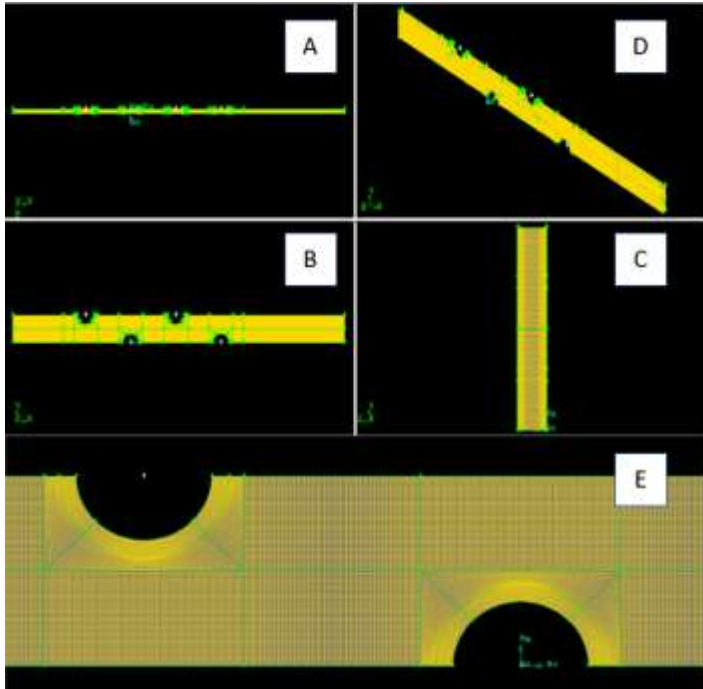
Pemodelan geometri *plain fin and tube* susunan *staggered* dapat dibuat menggunakan *software* GAMBIT 2.4.6. Hasil dari pemodelan geometri dengan *software* GAMBIT 2.4.6 dapat dilihat pada gambar 3.5.



Gambar 3. 6 Hasil permodelan geometri (a) Tampak Atas (b) Tampak Samping (c) Tampak Depan (d) Secara keseluruhan (3D)

3.5.2 Meshing pada pada GAMBIT 2.4.6

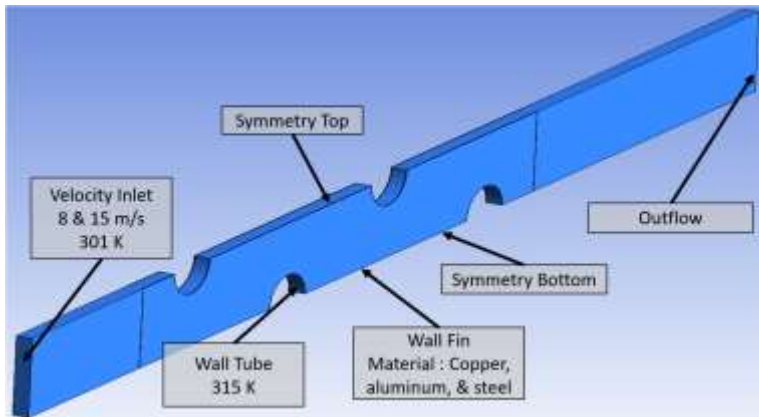
Tahapan *meshing* dilakukan setelah pemodelan geometri dibuat menggunakan *software* GAMBIT 2.4.6. Hasilnya dapat dilihat pada gambar 3.6.



Gambar 3. 7 Hasil meshing (a) Tampak Atas (b) Tampak Samping (c) Tampak Depan (d) Secara keseluruhan (3D) (e) Mesh Disekitar Tube

3.5.3 Define zones pada pada GAMBIT 2.4.6

Tahapan *define zones* dilakukan untuk menentukan boundary condition yang digunakan dalam melakukan simulasi yang mana akan dilakukan setelah meshing dibuat menggunakan *software* GAMBIT 2.4.6. dimana dapat digambarkan seperti pada gambar berikut



Gambar 3. 8 Boundary Condition

3.6 Analisis Perpindahan Panas pada *Plain Fin and Tube* susunan *Staggered* dengan *Software* FLUENT 18.1

Berikut ini merupakan beberapa pengaturan yang dilakukan pada percobaan kali ini

3.6.1 Pemodelan Sistem pada FLUENT 18.1

Menurut batasan masalah Bab I, maka simulasi ini dilakukan dengan asumsi-asumsi sebagai berikut :

1. Simulasi dilakukan pada kondisi 3 dimensi.
2. Aliran fluida masuk melalui inlet dengan kecepatan tertentu.
3. Temperatur konstan pada inside tube wall (315 K).
4. Temperatur konstan pada velocity inlet (301 K).
5. Aliran fluida (udara) mengalir pada tekanan 1 atm.
6. Sistem berjalan dalam keadaan steady state.
7. Tidak ada energi bangkitan pada sistem.
8. Material homogen dan isentropik.
9. Komputasi dilakukan dengan pendekatan numerik, menggunakan software ANSYS Fluent 18.1.

10. Komputasi tidak melibatkan koefisien gesek dari material.
11. Komputasi tidak melibatkan gaya gravitasi
12. Flat fin berpenampang persegi panjang dan tube disusun secara staggered
13. Flat fin yang disusun secara staggered diletakkan pada aliran udara segi empat (rectangular duct).
14. Untuk mempercepat komputasi hanya diambil 3 tube dan 2 fin sebagai bagian dari simulasi.
15. Contact Resistance dari fin diabaikan

3.6.1.1 Solver

Tipe-tipe solver yang digunakan pada penelitian ini adalah seperti pada tabel 3.2 di bawah.

Tabel 3. 2 Solver FLUENT 18.1

Type	Pressure Based
Velocity Formulation	Absolute
Time	Steady

3.6.1.2 Models

Berdasarkan pada data kasus serta jurnal-jurnal referensi, maka tipe *models* yang digunakan adalah seperti tabel 3.1 dibawah, dengan pengaturan *models* sisanya diatur sebagai *default*. Untuk menyelesaikan perpindahan panas maka model energi perlu diaktifkan. Untuk transisi menggunakan model SST $k-\omega$ dan turbulent menggunakan model Realizable $k-\epsilon$.

Tabel 3. 3 FLUENT 18.1 model untuk transisi

Energy	On
Viscous	Model SST $k-\omega$

Tabel 3. 4 FLUENT 18.1 model untuk transisi

Energy	On
Viscous	Model Realizable k- ϵ , Enhanced Wall Treatment (Thermal Effect)

3.6.1.3 Boundary Conditions

Berdasarkan data-data yang ada, dibuat model pada *software* seperti Gambar 3.5 dengan *boundary conditions* yang diatur seperti pada tabel 3.5 dibawah. Dimana, pada sisi *inlet* data yang dimasukkan merupakan kecepatan aliran fluida sehingga digunakan *velocity inlet*. Pada sisi *outlet* digunakan *outflow* yang menandakan bahwa fluida bebas mengalir keluar tanpa batasan-batasan seperti tekanan, temperature dan *backflow*. Pada *finbase*, digunakan *wall* dengan data yang dimasukkan merupakan *thermal* dengan *thermal conditions* berupa temperatur.

Tabel 3. 5 Boudary conditions FLUENT 18.1

Inlet	Velocity inlet	8 & 15 m/s, Temperature: 301
Outlet	Outflow	
Tube wall	Wall, Thermal (Temperature)	Temperature: 315
Fin wall	Wall, coupled	

3.6.1.4 Solution Methods

Pemilihan *solution methods* yang tepat akan meningkatkan akurasi hasil simulasi. *Solution methods second order* dapat menambah akurasi iterasi walaupun memerlukan memori dan daya komputasi yang lebih besar dibandingkan *first order*. *Solution*

methods yang digunakan pada penelitian ini dapat dilihat pada tabel 3.5.dan tabel 3.6

Tabel 3. 6 Solution methods FLUENT 18.1 untuk transisi

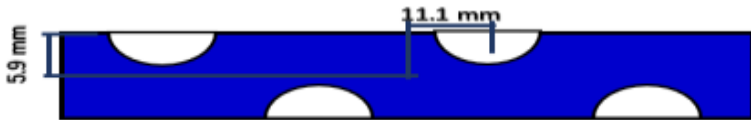
Pressure-Velocity Coupling Scheme	SIMPLE
Spatial Discretization:	
- Gradient	Least Squares Cell Based
- Pressure	Second Order
- Momentum	Second Order Upwind
- Turbulent Kinetic Energy	Second Order Upwind
- Specific Dissipation Rate	Second Order Upwind
- Energy	Second Order Upwind

Tabel 3. 7 Solution methods FLUENT 18.1 untuk turbulent

Pressure-Velocity Coupling Scheme	SIMPLE
Spatial Discretization:	
- Gradient	Least Squares Cell Based
- Pressure	Second Order
- Momentum	Second Order Upwind
- Turbulent Kinetic Energy	Second Order Upwind
- Turbulent Dissipation Rate	Second Order Upwind
- Energy	Second Order Upwind

3.7 Grid Independence Test

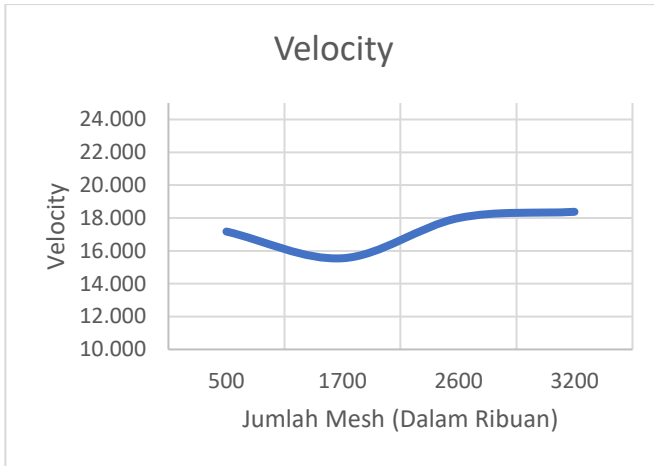
Grid independence test merupakan suatu cara yang digunakan untuk mendeskripsikan peningkatan hasil dari simulasi perhitungan dengan memperkecil ukuran *cell* pada *meshing*. Peningkatan jumlah *cell* dikaitkan dengan makin mendekatnya nilai hasil simulasi dengan nilai yang sebenarnya. Metode dalam melakukan *grid independence tes* adalah dengan memvariasikan kualitas *mesh* mulai dari tingkat *coarse* sampai ke kualitas *fine*. Batasan dalam melakukan *grid independence tes* adalah dengan mempertimbangkan waktu *running* simulasi terhadap jumlah sel, hal ini disebabkan makin banyaknya jumlah makin banyak pula waktu yang diperlukan untuk mendapatkan hasil yang konvergen. *Grid independence test* berhenti ketika Peningkatan jumlah sel terhadap hasil sudah tidak terlalu signifikan, sehingga pemilihan jumlah *nodes* dan *cells* bisa dilakukan. Berikut merupakan titik uji dan hasil dari *grid independency* yang telah dilakukan:



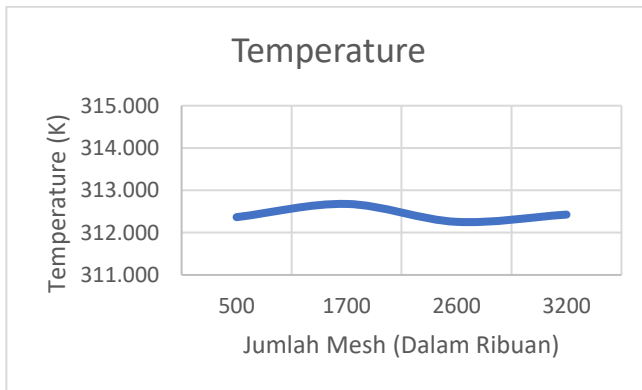
Gambar 3. 9 Titik Pengambilan data grid independency test

Tabel 3. 8 Grid Independence Test

Mesh (x 10 ³)	Velocity	Temperature
500	17,1764	301,366
1700	15,551	301,678
2600	17,9973	301,255
3200	18,3782	301,427



Gambar 3. 10 Grafik banyak nodes vs velocity pada suatu titik di plane diantara fin



Gambar 3. 11 Grafik banyak nodes vs temperature pada suatu titik di plane diantara fin

Melalui dua parameter diatas dapat kami simpulkan bahwasanya untuk jumlah grid yang digunakan adalah sekitar

2.600.000 grid dikarenakan memiliki hasil yang sudah mendekati nilai yang tidak banyak mengalami perubahan.

3.8 Analisis dan Pengolahan Data Hasil Simulasi

Setelah proses iterasi dan simulasi selesai, dilakukan pengambilan data hasil simulasi. Data hasil simulasi akan diolah dalam bentuk tabel menggunakan *excel* dan grafik didapatkan pada perangkat lunak yang kemudian dianalisis secara kuantitatif maupun kualitatif. Analisis yang dilakukan meliputi pengaruh jenis material *fin* dan variasi kecepatan udara terhadap perpindahan panas konveksi melalui *plain fin and tube*.

3.8.1 Variasi yang Dilakukan

Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh variasi kecepatan aliran fluida sisi *inlet* dan material *fin* dengan temperatur *tube wall constant* terhadap besarnya perpindahan panas konveksi paksa pada *plain fin and tube* serta mengetahui distribusi *temperature* dan *wall heat flux* yang terjadi disepanjang *plain fin* serta distribusi *velocity* dan *temperature* pada *plane* diantara *fin*. Simulasi dilakukan pada software FLUENT 18.1 dengan geometri dan *meshing* yang telah dibuat dengan software GAMBIT 2.4.6 berdasarkan kondisi operasi dan mengulanginya dengan menggunakan variasi yang dijelaskan pada tabel 3.9.

Tabel 3. 9 Variasi yang dilakukan pada simulasi

No	Velocity	Reynolds	Fin Material
1.	8 m/s	2437.6	Copper (k = 387.6 W/m-K)
2.	15 m/s	4570.5	
3.	8 m/s	2437.6	Alluminium (k = 202.4 W/m-K)
4.	15 m/s	4570.5	
5.	8 m/s	2437.6	Steel (k = 16.27 W/m-K)
6.	15 m/s	4570.5	

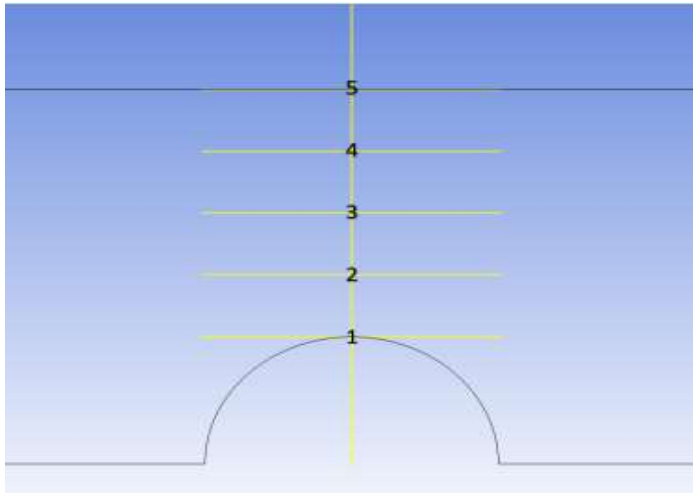
Hasil dari variasi yang dilakukan adalah kontur temperatur dan *wall heat flux* pada fin serta kontur temperatur dan kecepatan pada *plane between fin* pada tiap variasi kecepatan aliran fluida masuk dan *fin material*.

3.8.2 Data Hasil Simulasi

Data yang dapat diambil dari hasil dari simulasi diantaranya untuk kontur maka didapatkan beberapa kontur diantaranya:

1. Kontur Temperatur pada Fin
2. Kontur Temperatur pada udara diantara Fin
3. Kontur Kecepatan pada udara diantara Fin

Kami mengambil data pada daerah diantara dua tube seperti yang ditunjukkan pada gambar berikut:



Gambar 3. 12 Titik Pengambilan Data pada Simulasi

Dari titik-titik tersebut akan didapatkan beberapa data diantaranya:

1. Temperatur pada fin
2. Temperatur pada udara diantara fin
3. Kecepatan pada udara diantara fin
4. Tekanan pada udara diantara fin
5. Wall Heat flux pada fin

Dari data tersebut nantinya akan diolah untuk mendapatkan koefisien heat transfer dan juga untuk mendapatkan efisiensi dari tube dan fin tersebut.

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB IV

HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Tabel dan Contoh Perhitungan

4.1.1 Tabel Perhitungan

Berikut merupakan tabel perhitungan H-Local pada simulasi

Temperatur (K)		Wall Heat Flux (J/m ²)	h local (J/m ² -K)
Fin	Air		
313.785	305.13	-621.145	71.7672

Berikut merupakan tabel perhitungan h-local pada titik yang sama dengan simulasi menggunakan metode Gray-Webb

tinggi fin (m) (Tf)	Panjang tube (m) (Lt)	Jumlah Fin (Nf)	Jarak Antar Fin (m) (Pf)	Tebal Fin (m) (tf)	Diameter Luar Tube (m) (Do)	Jumlah Tube (Nt 1)	Jumlah Tube Total (Nt)	Lebar Fin (m) (Lf)
0.95	0.87	363	0.0018	0.0002	0.008	38	182	0.10825

Afrontal (m ²)	Air Free Flow Area (m ²)	Luas Tube Efektif (m ²) (Ab)	Luas Fin Efektif (m ²) (Af)	Luas Total (m ²) (At)	Density (kg/m ³)	Velocity (m/s)
0.8265	0.374163	3.647434	68.01835	71.66578	1.1429	15.0132

Mass Flow (kg/s)	Perimeter (m)	Dh (m)	Panjang Fin (m) (pf)	Viskositas (Pa-s)	Minimum Free Flow Area	Maximum Mass Flow (kg/s)	Reynold Number
14.18 157	3.64	0.002 261	0.066 6	0.00001 8783	0.4527 08	37.902 1	4561. 792

Transversal Pitch (ST) (m)	Longitudinal Pitch (SL)(m)	Fin Spacing (Pf)(m)	Tube Diameter (Do)(m)	Colburn J-Factor	Prandtl Number (Pr)	Heat Transfer Coefficient (Cp) (J/kg-K)	Local Coeff Convecton (h) (J/m ² -K)
0.0118	0.0222	0.001 8	0.008	1.2703 63	0.606 42	1.0066	67.6496 9

Perhitungan efisiensi dan effectiveness:

Inlet Velocity	Material	Fin Average Temperature	Outlet Air Temperature	Outlet Air After Fin
8 m/s	Copper	313.847	309.2106	310.129

Af	Ab	Tb	Tinlet	Tinfinte	qf/h	qf max/h	q without fin/h	Efficiency	Effectiveness
68.0 18	3. 65	315	301	305. 105	594. 596	673.0 211	36.09	0.88 3473	16.48

4.1.2 Contoh Perhitungan

4.1.2.1 Perhitungan Koefisien Konveksi Secara Simulasi

1. Menghitung rata-rata temperature

- $T_{in} = 301 K$
- $T_{out} = 309.211 K$

$$T_{\infty} = \frac{T_{in} + T_{out}}{2}$$

$$T_{\infty} = \frac{301 K + 309.211 K}{2}$$

$$T_{\infty} = 305.105 K$$

2. Menghitung Koefisien Konveksi

$$h = \frac{q''}{(T - T_f)}$$

$$h = \frac{-621.145 J/m^2}{(305.13 K - 313.785 K)}$$

$$h = 71.7672 J/m^2K$$

4.1.2.2 Perhitungan Koefisien Konveksi Secara Manual

Input Data:

- Tinggi Fin (T_f) = 0.95 m
- Panjang Tube (L_t) = 0.87 m
- Jumlah Fin (N_f) = 363
- Jarak Antar Fin (P_f) = 0.0018 m
- Tebal Fin (t_f) = 0.0002 m
- Diameter Luar Tube (D_o) = 0.008 m

- Jumlah Tube pada 1 Baris (N_{t1}) = 38
- Jumlah Tube Total (N_t) = 182
- Lebar Fin (L_f) = 0.10825 m
- Panjang Fin (p_f) = 0.0666 m
- Transversal Pitch (S_T) = 0.0118 m
- Longitudinal Pitch (S_L) = 0.0222 m
- Fin Spacing (P_f) = 0.0018 m

Properties udara pada titik uji:

- Density (ρ) = 1.1429 kg/m³
- Velocity (v) = 15.0132 m/s
- Viskositas (μ) = 0.000018783 Pa-s
- Prandlt Number (Pr) = 0.60642
- Heat Transfer Coefficient (C_p) = 1.0064 J/kg-K

1. Menghitung Frontal Area

$$A_{fr} = T_f \times L_t$$

$$A_{fr} = 0.95 \text{ m} \times 0.87 \text{ m}$$

$$A_{fr} = 0.8265 \text{ m}^2$$

2. Menghitung Air Free Flow Area

$$A_{ff} = (N_f - 1) \times (P_f - t_f) \times (T_f - (D_o \times N_{t1}))$$

$$A_{ff} = (363 - 1) \times (0.0018 \text{ m} - 0.0002 \text{ m}) \times (0.95 \text{ m} - (0.008 \text{ m} \times 38))$$

$$A_{ff} = 0.3742 \text{ m}^2$$

3. Menghitung Luas Tube Efektif

$$A_b = \pi \times D_o \times (L_t - (N_f \times t_f)) \times N_t$$

$$A_b = \pi \times 0.008 \text{ m} \times (0.87 \text{ m} - (363 \times 0.0002 \text{ m})) \times 182$$

$$A_b = 3.647 \text{ m}^2$$

4. Menghitung Luas Fin Efektif

$$A_f = 2 \times \left((T_f \times L_f) - \left(\frac{\pi \times D_o^2 \times N_t}{4} \right) \right) \times N_f$$

$$A_f = 2 \times \left((0.95 \text{ m} \times 0.10825 \text{ m}) - \left(\frac{\pi \times (0.008 \text{ m})^2 \times 182}{4} \right) \right) \times 363$$

$$A_f = 68.0183 \text{ m}^2$$

5. Menghitung Luas Total

$$A_t = A_b + A_f$$

$$A_t = 3.647 \text{ m}^2 + 68.0183 \text{ m}^2$$

$$A_t = 71.6658 \text{ m}^2$$

6. Menghitung Mass Flow

$$\dot{m} = \rho \times v \times A_{fr}$$

$$\dot{m} = 1.1429 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 15.0132 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 0.8265 \text{ m}^2$$

$$\dot{m} = 14.1816 \text{ kg/s}$$

7. Menghitung Keliling Frontal

$$P_{fr} = 2 \times (T_f + L_t)$$

$$P_{fr} = 2 \times (0.95 \text{ m} + 0.87 \text{ m})$$

$$P_{fr} = 3.64 \text{ m}$$

8. Menghitung Diameter Hidrolik

$$D_h = \frac{4 \times L_f \times A_{ff}}{A_t}$$

$$D_h = \frac{4 \times 0.10825 \text{ m} \times 0.374 \text{ m}^2}{71.6658 \text{ m}^2}$$

$$D_h = 0.00226 \text{ m}$$

9. Menghitung Minimum Free Flow Area

$$\sigma = \frac{A_{ff}}{A_{fr}}$$

$$\sigma = \frac{0.374 \text{ m}^2}{0.8265 \text{ m}^2}$$

$$\sigma = 0.45271$$

10. Menghitung Maximum Mass Flow

$$G = \frac{\dot{m}}{\sigma \times A_{fr}}$$

$$G = \frac{14.1816 \text{ kg/s}}{0.45271 \times 0.8265 \text{ m}^2}$$

$$G = 37.9021 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

11. Menghitung Bilangan Reynolds

$$Re_D = \frac{G \times D_h}{\mu}$$

$$Re_D = \frac{37.9021 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2\text{s}} \times 0.00226 \text{ m}}{0.000018783 \text{ Pa} \cdot \text{s}}$$

$$Re_D = 4561.79$$

12. Menghitung J-Colburn Factor

$$j_{WG} = 0.14 Re_D^{-0.328} \left(\frac{S_T}{S_L} \right)^{-0.502} \left(\frac{P_f}{D_o} \right)^{-0.0312}$$

$$j_{WG} = 0.14 \times 4561.79^{-0.328} \left(\frac{0.0118 \text{ m}}{0.0222 \text{ m}} \right)^{-0.502} \left(\frac{0.0018 \text{ m}}{0.008 \text{ m}} \right)^{-0.0312}$$

$$j_{WG} = 1.27036$$

13. Menghitung Koefisien Konveksi

$$h = \frac{j_{WG}}{Pr^{\frac{2}{3}}} \times G \times Cp$$

$$h = \frac{1.27036}{0.60642^{\frac{2}{3}}} \times 37.9021 \frac{kg}{m^2 s} \times 1.0066 \frac{J}{kg - K}$$

$$h = 67.6497 \frac{kJ}{m^2 - K}$$

13. Menghitung Error Simulasi

$$\epsilon = \frac{h_{simulasi} - h_{perhitungan}}{h_{perhitungan}} \times 100 \%$$

$$\epsilon = \frac{71.7672 - 67.6497}{67.6497} \times 100 \%$$

$$\epsilon = 6.087 \%$$

4.1.2.3 Perhitungan Efisiensi dan Efektivitas Fin

1. Perhitungan Efisiensi

$$\mu_f = \frac{q_f}{q_{max}} = \frac{h A_f (\bar{T}_f - \bar{T}_\infty)}{h A_f (\bar{T}_b - \bar{T}_\infty)}$$

$$\mu_f = \frac{68.0183 m^2 (313.847K - 305.105 K)}{68.0183 m^2 (315 K - 305.105)} \times 100\%$$

$$\mu_f = 88.347 \%$$

2. Perhitungan Efektivitas Fin

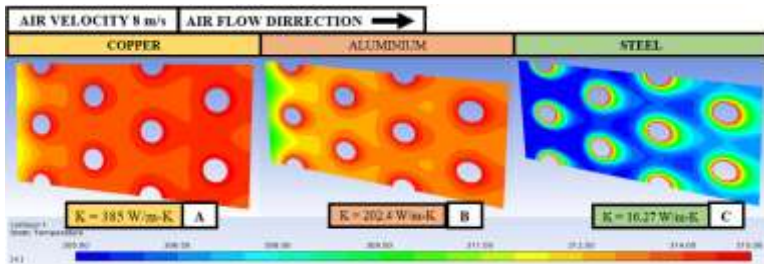
$$\epsilon_f = \frac{q_f}{q_{without fin}} = \frac{h A_f (\bar{T}_f - \bar{T}_\infty)}{h A_b (\bar{T}_b - \bar{T}_\infty)}$$

$$\epsilon_f = \frac{q_f}{q_{without fin}} = \frac{68.0183 m^2 (313.847K - 305.105 K)}{3.6473 m^2 (315K - 305.105K)}$$

$$\varepsilon_f = 16.47524405$$

4.2 Hasil Simulasi

4.2.1 Kontur Temperatur pada Fin dengan Variasi Kecepatan Inlet Udara 8 m/s



Gambar 4. 1 Kontur Temperatur Fin dengan Kecepatan Inlet Udara 8 m/s untuk (a) Copper Fin, (b) Aluminium Fin, (c) Steel Fin

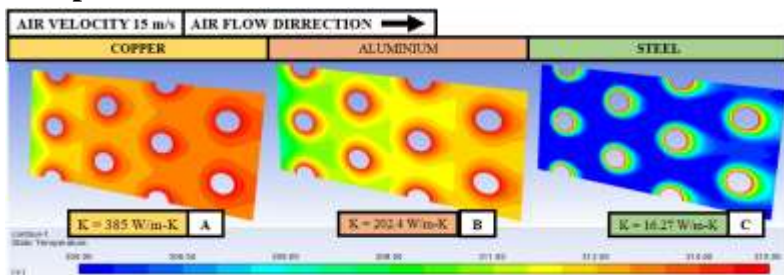
Pada gambar 4.1 diatas merupakan gambar dari kontur temperatur yang ada pada fin dengan kecepatan inlet 8 m/s dimana (a) adalah gambar ketika fin memiliki material copper, (b) adalah gambar ketika material fin Aluminium, dan (c) adalah ketika memiliki material steel. Seiring bertambahnya koefisien konduksi maka terlihat bahwasanya temperature yang jauh lebih terdistribusi merata. Serta terlihat bahwasanya pada koefisien konduksi yang jauh lebih tinggi memiliki distribusi temperature yang jauh lebih tiinggi dibandingkan dengan yang memiliki koefisien konduksi yang jauh lebih rendah yang ditandai dengan semakin merahnya kontur pada gambar diatas.

Berdasarkan teori, bahwasanya suatu benda yang memiliki koefisien konduksi lebih besar akan jauh lebih mudah dalam menghantarkan panas. Sehingga apabila koefisien konduksi dari suatu material lebih tinggi maka panas akan jauh lebih terdistribusi secara merata. Hal ini dikarenakan mudahnya kalor untuk dapat

merambat pada material yang jauh lebih tinggi untuk koefisien konduksinya.

Hasil dari simulasi menunjukkan hasil yang sesuai dengan teori dimana copper yang memiliki koefisien konduksi yang paling tinggi memiliki distribusi temperature yang jauh lebih merata dibandingkan dengan Aluminium serta steel. Serta dengan semakin tingginya koefisien konduksi akan membuat mudahnya kalor untuk berpindah sehingga terlihat bahwasanya temperatur dari fin yang jauh lebih tinggi dibandingkan dengan yang memiliki koefisien konduksi yang jauh lebih rendah yang mana akan jauh lebih sulit dalam hal menyalurkan kalor.

4.2.2 Kontur Temperatur pada Fin dengan Variasi Kecepatan Inlet Udara 15 m/s



Gambar 4. 2 Kontur Temperatur Fin dengan Kecepatan Inlet Udara 15 m/s untuk (a) Copper Fin, (b) Aluminium Fin, (c) Steel Fin

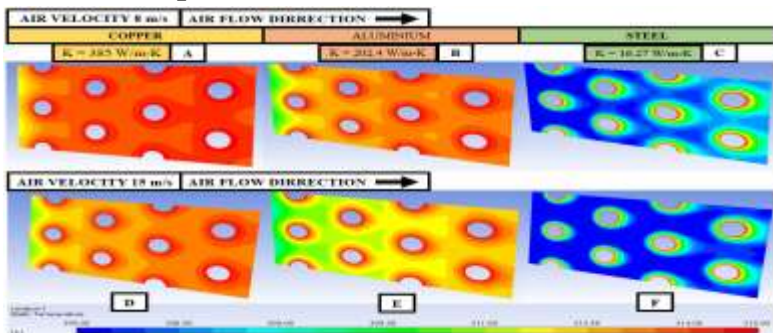
Pada gambar 4.2 diatas merupakan gambar dari kontur temperatur yang ada pada fin dengan kecepatan inlet 15 m/s dimana (a) adalah gambar ketika fin memiliki material copper, (b) adalah gambar ketika material fin Aluminium, dan (c) adalah ketika memiliki material steel. Seiring bertambahnya koefisien konduksi maka terlihat juga bahwasanya semakin tinggi koefisien konduksi dari material fin, terlihat bahwasanya fin semakin mudah dalam menyebarkan panas dari tube. Hal ini ditandai dengan

tingginya temperature yang ada di fin tersebut yang diwakili oleh warna yang semakin merah untuk temperature yang semakin panas. Sehingga dengan tingginya koefisien konduksi tersebut menandakan distribusi temperature yang jauh lebih merata yang ditandai dengan lebih tersebarnya warna yang ada pada kontur.

Berdasarkan teori, bahwasanya suatu benda yang memiliki koefisien konduksi lebih besar akan jauh lebih mudah dalam menghantarkan panas. Sehingga apabila koefisien konduksi dari suatu material lebih tinggi maka panas akan jauh lebih terdistribusi secara merata pula. Hal ini dikarenakan mudahnya kalor untuk dapat merambat pada material yang jauh lebih tinggi untuk koefisien konduksinya.

Hasil dari simulasi pada 15 m/s juga menunjukkan hasil yang sesuai dengan teori dimana copper yang memiliki koefisien konduksi yang paling tinggi memiliki distribusi temperature yang jauh lebih merata dibandingkan dengan Aluminium serta steel. Hal ini ditandai dengan tingginya temperature permukaan fin pada material copper dibandingkan dengan material steel.

4.2.3 Perbandingan Kontur Temperatur pada Fin antara Variasi Kecepatan Inlet Udara 8 m/s dan 15 m/s



Gambar 4. 3 Kontur Temperatur Fin dengan Kecepatan Inlet Udara 8 m/s untuk (a) Copper Fin, (b) Aluminium Fin, (c) Steel

Fin dan Kecepatan Inlet Udara 15 m/s untuk (d) Copper Fin, (e) Aluminium Fin, (f) Steel Fin

Pada gambar 4.3 diatas merupakan gambar kontur dari temperatur dari fin yang membandingkan kontur antara kecepatan 8 m/s dan juga 15 m/s dengan variasi material fin copper, Aluminium dan steel. Dari kontur dengan variasi material yang sama terlihat bahwasanya ketika kecepatan bertambah, maka terlihat bahwasanya untuk range temperatur yang sama maka terlihat bahwasanya kontur pada 15 m/s lebih merata dan lebih memiliki temperatur rata-rata yang lebih rendah dibandingkan dengan kecepatan 8 m/s yang mana ditandai dengan semakin merahnya kontur.

Berdasarkan teori, apabila kita melihat pada perumusan dari *Reynolds Number* dimana:

$$R_e = \frac{\rho \cdot \vec{V} \cdot D_h}{\mu}$$

Maka terlihat bahwasanya seiring bertambahnya kecepatan, maka akan menyebabkan bertambahnya bilangan Reynolds. Sehingga apabila kita kaitkan dengan bilangan Nusselt dimana:

$$N_u = C \cdot R_e^m \cdot P_r^n$$

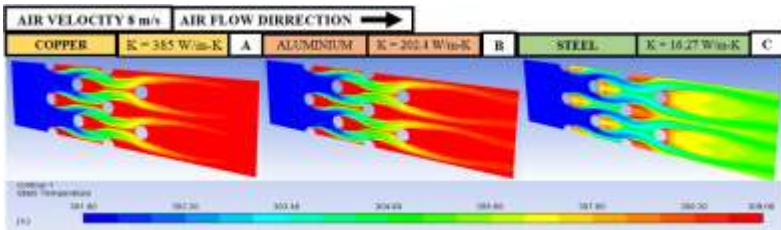
Maka dengan bertambahnya nilai Reynolds maka akan menyebabkan nilai Nusselt cenderung akan bertambah. Sehingga dengan bertambahnya nilai Nusselt tersebut maka berdasarkan perumusan lain nilai Nusselt dimana:

$$N_u = \frac{h \cdot D_h}{k}$$

Sehingga dengan nilai Nusselt yang bertambah, maka akan membuat nilai koefisien konveksi akan bertambah. Sehingga hal ini menyebabkan kalor dari fin akan jauh lebih mudah untuk berpindah dari fin menuju ke udara yang bergerak.

Sehingga dari hal-hal tersebut dapat disimpulkan bahwasanya hasil dari simulasi sudah sesuai dengan dasar teori yang ada dimana seiring bertambahnya kecepatan maka akan menyebabkan bertambahnya koefisien konveksi dari udara sehingga menyebabkan kalor berpindah jauh lebih banyak ke udara sehingga menyebabkan fin cenderung memiliki rata-rata temperatur yang jauh lebih kecil dibandingkan dengan kecepatan udara yang jauh lebih rendah.

4.2.4 Kontur Temperatur pada Udara Diantara Dua Fin dengan Variasi Kecepatan Inlet Udara 8 m/s



Gambar 4. 4 Kontur Temperatur Udara Diantara Fin dengan Kecepatan Inlet Udara 8 m/s untuk Material Fin (a) Copper, (b) Aluminium dan (c) Steel

Gambar 4.4 diatas merupakan gambar kontur temperatur dari udara yang melewati diantara dua fin dengan kecepatan inlet 8 m/s dan variasi material fin copper, Aluminium dan juga steel. Dari gambar tersebut terlihat bahwasanya ketika koefisien konduksi dari material fin meningkat temperature dari fluida yang

mengalir terlihat memiliki suhu yang lebih tinggi dibandingkan dengan yang memiliki koefisien konduktivitas yang jauh lebih rendah yang ditandai dengan semakin berwarna merahnya kontur udara.

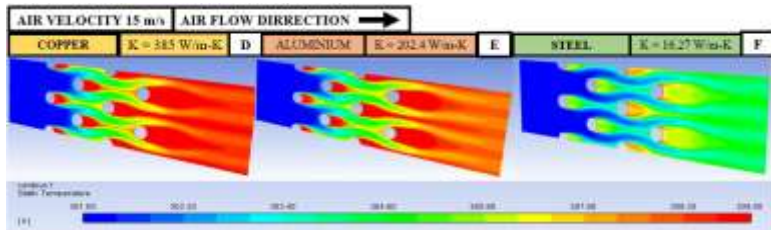
Berdasarkan teori, bahwasanya untuk perumusan dari perpindahan panas secara konveksi yaitu

$$Q_{conv} = h \times A \times \Delta T$$

Sehingga terlihat bahwasanya dari rumus tersebut, beberapa hal yang mempengaruhi perpindahan panas secara konveksi diantaranya yaitu fluida yang mengalir, luasan perpindahan serta perbedaan suhu dari fin dan udara. Dari pembahasan pada subab 4.2.1 hingga 4.2.3 diatas terlihat bahwasanya semakin tinggi koefisien konduksi dari material membuat fin memiliki rata-rata suhu yang lebih tinggi dibandingkan dengan yang memiliki koefisien konduksi yang lebih rendah. Sehingga apabila suhu dari fin yang lebih rendah dapat menyebabkan perpindahan panas yang lebih kecil.

Dari penjelasan teori diatas dapat disimpulkan bahwasanya hasil dari simulasi sudah sesuai dengan teori yang ada. Yang mana pada koefisien konduksi yang lebih tinggi akan menyebabkan rata-rata suhu pada fin yang lebih tinggi sehingga menyebabkan perpindahan panas yang lebih rendah sehingga terlihat pada kontur bahwasanya pada koefisien konduksi yang lebih tinggi akan memiliki distribusi temperature dari udara yang lebih tinggi dibandingkan dengan yang memiliki koefisien konduksi yang lebih rendah. Hal ini dikarenakan temperatur dari fin yang jauh lebih merata dan tinggi yang menyebabkan perpindahan menuju ke udara akan jauh lebih besar.

4.2.5 Kontur Temperatur pada Udara Diantara Dua Fin dengan Variasi Kecepatan Inlet Udara 15 m/s



Gambar 4. 5 Kontur Temperatur Udara Diantara Fin dengan Kecepatan Inlet Udara 15 m/s untuk Material Fin (a) Copper, (b) Aluminium dan (c) Steel

Gambar 4.5 diatas merupakan gambar kontur temperatur dari udara yang melewati diantara dua fin dengan kecepatan inlet 15 m/s dan variasi material fin copper, Aluminium dan juga steel. Pada Gambar terlihat bahwasanya semakin rendah koefisien konduksi dari material fin maka terlihat bahwasanya temperatur dari udara akan semakin tinggi yang ditandai dengan semakin merahnya kontur.

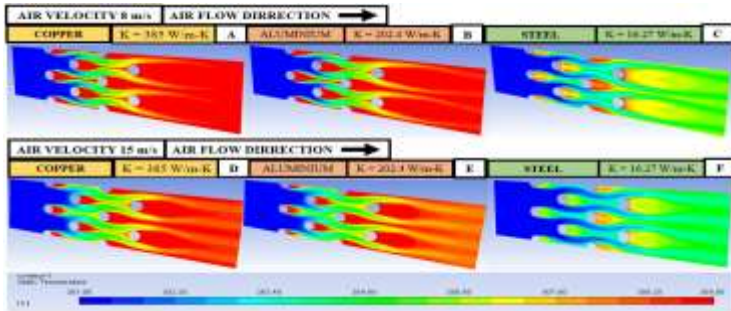
Berdasarkan teori, bahwasanya untuk perumusan dari perpindahan panas secara konveksi yaitu

$$Q_{conv} = h \times A \times \Delta T$$

Sehingga terlihat bahwasanya dari rumus tersebut, beberapa hal yang mempengaruhi perpindahan panas secara konveksi diantaranya yaitu fluida yang mengalir, luasan perpindahan serta perbedaan suhu dari fin dan udara. Dari pembahasan pada subab 4.2.1 hingga 4.2.3 diatas terlihat bahwasanya semakin tinggi koefisien konduksi dari material membuat fin jauh memiliki rata-rata suhu yang jauh lebih rendah dibandingkan dengan yang memiliki koefisien konduksi yang jauh lebih rendah. Sehingga

apabila suhu dari fin yang lebih rendah dapat menyebabkan perpindahan panas yang jauh lebih kecil.

4.2.6 Perbandingan Kontur Temperatur pada Udara Diantara Dua Fin antara Variasi Kecepatan Inlet Udara 8 m/s dan 15 m/s



Gambar 4. 6 Kontur Temperatur Udara Diantara Fin dengan Kecepatan Inlet Udara 8 m/s untuk Material Fin (a) Copper, (b) Aluminium dan (c) Steel serta Kecepatan Inlet Udara 15 m/s untuk Material Fin (d) Copper, (e) Aluminium

Pada gambar 4.6 diatas merupakan gambaran kontur temperatur dari udara yang melewati tepat di tengah diantara dua fin untuk masing-masing variasi kecepatan inlet fin serta masing-masing jenis material fin. Pada gambar terlihat bahwasanya dengan meningkatnya kecepatan dari udara mengakibatkan temperatur dari udara yang lebih rendah yang ditandai dengan lebih sedikitnya warna merah pada gambar.

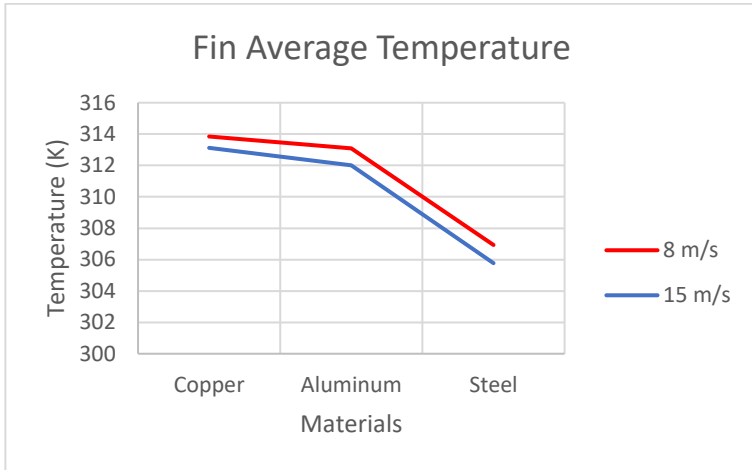
Menurut teori yang ada bahwasanya pada perpindahan panas secara konveksi didapatkan bahwasanya:

$$Q_{conv} = h \cdot A \cdot \Delta T$$

Sehingga dari parameter tersebut didapat bahwasanya beberapa hal yang mempengaruhi perpindahan panas secara konveksi diantaranya adalah koevisien konveksi dari fluida yang mengalir, luas permukaan serta perbedaan temperatur.

Maka, apabila melihat dari gambar kontur diatas terlihat bahwasanya ketika mengalami peningkatan kecepatan pada sisi udara terlihat bahwasanya kontur temperatur dari udara yang lebih rendah dibandingkan dengan yang memiliki kecepatan yang lebih rendah. Sehingga apabila kita melihat kembali pada parameter yang mempengaruhi maka memang benar apabila udara yang memiliki kecepatan yang lebih tinggi akan memiliki koevisien konveksi yang lebih tinggi, namun apabila kita melihat kembali pada pembahasan pada subab 4.2.3 diatas mengenai kontur temperatur dari fin, terlihat juga bahwasanya pada kecepatan yang lebih tinggi cenderung memiliki kontur temperatur dari fin yang lebih rendah dibandingkan dengan yang memiliki kecepatan yang lebih rendah. Sehingga pada 15 m/s akan memiliki perbedaan temperatur yang lebih tinggi antara udara dan fin dibandingkan dengan 8 m/s. Sehingga terlihat bahwasanya pengaruh perbedaan temperatur jauh lebih mempengaruhi pada kasus ini dibandingkan dengan perubahan koevisien konveksi.

4.2.7 Grafik Temperatur Fin Rata-Rata pada Variasi Kecepatan Inlet Udara 8 m/s dan 15 m/s



Gambar 4. 7 Grafik Temperatur Rata-Rata Fin pada Variasi Kecepatan 8 m/s dan 15 m/s

Pada grafik diatas terlihat bahwasanya copper memiliki temperatur yang lebih panas dibandingkan dengan Aluminium maupun steel. Selain itu terlihat bahwasanya dengan material yang sama, 8 m/s memiliki temperatur yang jauh lebih tinggi dibandingkan dengan 15 m/s.

Menurut teori, ada beberapa hal yang menyebabkan mudah tidaknya kalor untuk berpindah. Menurut persamaan dari konduksi dimana:

$$Q_{cond} = k.A.\frac{\Delta T}{l}$$

Terlihat bahwasanya ada beberapa hal yang menyebabkan mudah tidaknya kalor untuk berpindah. Diantaranya yaitu ada koefisien konduksi, geometri, serta perbedaan temperatur yang ada pada fin. Dari perbandingan antara jenis material, maka pengaruh dari koefisien konduksi dari material akan terlihat. Berdasarkan perumusan diatas maka

semakin tinggi koefisien konduksi dari material akan menyebabkan kalor yang jauh lebih mudah untuk berpindah. Lalu dalam hal kecepatan maka dari persamaan bilangan Reynolds dimana:

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot d}{\mu}$$

Maka dengan kecepatan yang lebih tinggi akan memiliki bilangan Reynolds yang jauh lebih tinggi maka akan memiliki bilangan Nusselt yang juga lebih tinggi dimana:

$$Nu = C Re^m Pr^n$$

Sehingga dengan tingginya bilangan Nusselt maka menurut perhitungan koefisien konveksi dimana:

$$h = \frac{Nu \cdot k}{l}$$

maka Nu yang meningkat akan mengakibatkan nilai koefisien konveksi yang juga akan meningkat. Sehingga menurut persamaan perpindahan panas konveksi dimana:

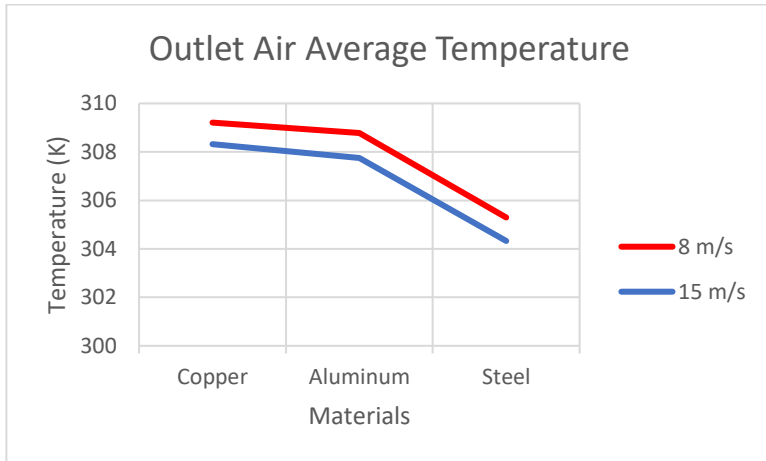
$$Q_{conv} = h \cdot A \cdot \Delta T$$

Maka semakin tinggi koefisien konveksi maka akan menyebabkan Q yang jauh lebih tinggi dimana hal ini menandakan semakin mudahnya kalor berpindah.

Berdasarkan teori diatas, maka grafik sudah sesuai dengan dasar teori dimana terlihat untuk material yang memiliki koefisien konduksi yang lebih tinggi memiliki temperatur yang jauh lebih tinggi dibandingkan dengan yang memiliki koefisien konduksi yang lebih rendah. Hal ini menjadi indikasi bahwasanya pada koefisien konduksi yang semakin tinggi akan mempermudah kalor dalam berpindah. Selain itu, pada perbandingan antar kecepatan juga sesuai dengan teori dimana pada kecepatan yang lebih tinggi memiliki temperatur yang jauh lebih rendah. Hal ini dikarenakan pada kecepatan yang lebih tinggi memiliki koefisien konveksi yang lebih tinggi pula sehingga semakin

mempermudah dalam perpindahan panas secara konveksi. Sehingga dikarenakan mudahnya kalor untuk berpindah maka akan menyebabkan temperatur dari fin yang jauh lebih rendah pada kecepatan yang lebih tinggi.

4.2.8 Grafik Temperatur Outlet Udara Rata-Rata pada Variasi Kecepatan Inlet Udara 8 m/s dan 15 m/s



Gambar 4. 8 Grafik Temperatur Rata-Rata Outlet Udara pada Variasi Kecepatan 8 m/s dan 15 m/s

Gambar 4.8 diatas adalah grafik temperatur outlet dari udara yang diambil dengan merata-rata temperatur keluaran udara. Dari grafik terlihat bahwasanya untuk copper memiliki temperatur yang jauh lebih tinggi dibandingkan dengan aluminium dan steel. Selain itu, 8 m/s memiliki temperatur yang jauh lebih tinggi dari pada 15 m/s.

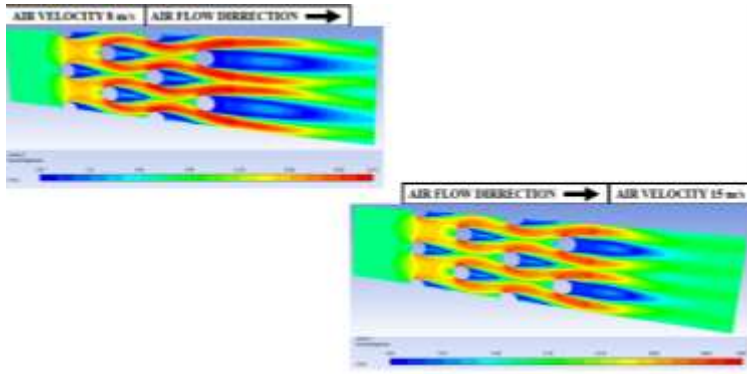
Menurut teori yang ada, pada suatu material yang memiliki koefisien konduktivitas yang jauh lebih tinggi akan lebih mudah dalam menghantarkan panas. Hal ini ditandai dengan persamaan dari rumus konduksi dimana:

$$Q_{cond} = k \cdot A \cdot \frac{\Delta T}{l}$$

Sehingga terlihat bahwasannya pada geometri yang sama maka koefisien konduktivitas dan perbedaan temperatur akan sangat berpengaruh dalam perpindahan panas yang terjadi. Sehingga apabila suatu material memiliki k yang relatif lebih tinggi maka akan semakin banyak kalor yang berpindah. Lalu dalam hal kecepatan, dalam keadaan steady state, suatu fluida yang melewati fin akan mengalami pemanasan yang lebih tinggi. Hal ini dikarenakan pada fluida yang memiliki kecepatan yang rendah akan memiliki massflow yang lebih kecil. Hal ini menyebabkan massa yang lewat akan lebih lama mengalami pemanasan di antara dua fin, sehingga akan memiliki temperatur yang lebih tinggi dibandingkan dengan yang memiliki kecepatan yang lebih rendah.

Grafik 4.8 diatas sudah sesuai dengan teori dimana pada koefisien konduktivitas yang lebih tinggi akan memiliki temperatur yang lebih tinggi pula dimana pada fin akan lebih mudah dalam hal menyalurkan panas. Selain itu, dalam hal variasi kecepatan, terlihat bahwasannya yang memiliki kecepatan lebih kecil akan memiliki temperatur yang lebih tinggi dibandingkan dengan yang memiliki kecepatan yang lebih tinggi. Hal ini terjadi pada keadaan tube dan fin yang telah steady serta mengambil konsep seperti dijelaskan di atas.

4.2.9 Perbandingan Kontur Kecepatan pada Udara Diantara Dua Fin antara Variasi Kecepatan Inlet Udara 8 m/s dan 15 m/s



Gambar 4. 9 Kontur Kecepatan Udara Diantara Dua Fin dengan Variasi Kecepatan Inlet Udara 8 m/s dan 15 m/s

Gambar diatas merupakan kontur kecepatan dari udara yang diambil tepat diantara dua fin. Pada gambar diatas terlihat bahwasanya pada kecepatan 8 m/s terlihat bahwasanya memiliki vortex yang jauh lebih besar dibandingkan dengan 15 m/s. Hal ini menyebabkan pada kecepatan 8 m/s akan mengalami pemanasan yang jauh lebih besar dibandingkan dengan 15 m/s.

Menurut teori yang ada bahwasanya pada kecepatan yang lebih tinggi maka aliran akan cenderung untuk mempunyai titik separasi yang lebih ke depan. Sehingga dalam kasus ini, 8m/s akan memiliki vortex yang baru terbentuk di bagian yang lebih belakang dibandingkan dengan 15 m/s. Akibatnya adalah lebih banyaknya fluida yang terperangkap di belakang silinder sebelum akhirnya mengalir kembali.

Sehingga, pada simulasi kali ini sudah sesuai dengan teori yang ada dimana pada kecepatan yang lebih tinggi akan mengalami

vortex yang lebih ke depan dibandingkan dengan yang memiliki kecepatan yang lebih rendah. Dalam hal ini, kecepatan yang lebih rendah cenderung lebih banyak terperangkap akibat vortex di bagian belakang tube. Sehingga apabila kita lihat kembali pada 4.2.6 maka terlihat bahwasanya di belakang tube akan memiliki kontur temperatur yang lebih merah dibandingkan dengan sekelilingnya dimana terlihat pada kontur kecepatan diatas bahwasanya adanya aliran di belakang tube yang berwarna biru yang lebih luas pada 8 m/s dibandingkan 15 m/s.

4.2.10 Grafik Temperatur Antara 2 Tube dengan Variasi Posisi Tube, Material Serta Kecepatan Inlet



Gambar 4. 10 Grafik Distribusi Temperatur dengan Variasi (a) posisi tube, (b) material fin, dan (c) kecepatan inlet

Gambar diatas merupakan grafik dari distribusi temperatur pada titik-titik diantara dua tube yang mana diambil dengan memvariasikan posisi tube dengan kecepatan dan material yang sama pada gambar A, memvariasikan material dengan kecepatan dan posisi tube yang sama pada grafik B dan memvariasikan kecepatan masuk dengan material dan posisi tube yang sama. Terlihat bahwasanya pada gambar A, posisi tube 3 memiliki temperatur yang lebih tinggi apabila dibandingkan dengan tube 1 dan 2. Lalu untuk gambar B terlihat bahwasanya copper memiliki temperatur yang lebih tinggi. Serta kecepatan 8 m/s memiliki temperatur yang lebih tinggi apabila dibandingkan dengan

kecepatan 15 m/s seperti yang ditunjukkan pada gambar C. Serta terlihat pada semua grafik menunjukkan bentuk parabola

Pada heat exchanger, tube pada posisi awal masih akan menyebarkan panas yang lebih kepada sekitar dibandingkan dengan tube yang berada pada posisi belakang-belakangnya yang telah terpengaruh oleh pendinginan yang telah dialami oleh tube-tube sebelum-sebelumnya. Sehingga untuk posisi tube yang berada di sedikit ke belakang akan cenderung memiliki temperatur yang lebih rendah dibandingkan dengan tube yang berada pada posisi terdepan karena telah terpengaruh oleh penurunan temperatur yang telah terjadi pada tube sebelumnya. Lalu untuk perbedaan material pada fin menurut rumus dari perpindahan panas secara konduksi bahwasanya:

$$Q_{cond} = k \cdot A \cdot \frac{\Delta T}{l}$$

Sehingga apabila k semakin tinggi maka material cenderung lebih mudah dalam menghantarkan panas. Sehingga suatu material yang memiliki konduktivitas tinggi akan lebih mudah menyalurkan panas ke sekitarnya dibandingkan dengan yang memiliki konduktivitas lebih rendah. Lalu untuk berdasarkan kecepatan, maka pada kecepatan yang lebih tinggi akan memiliki laju massa yang juga lebih tinggi dibandingkan dengan yang memiliki kecepatan yang lebih rendah pada luasan permukaan yang sama. Dalam hal ini, semakin banyaknya laju massa akan membuat panas lebih mudah untuk berpindah dimana laju dari kalor dapat dirumuskan dengan persamaan:

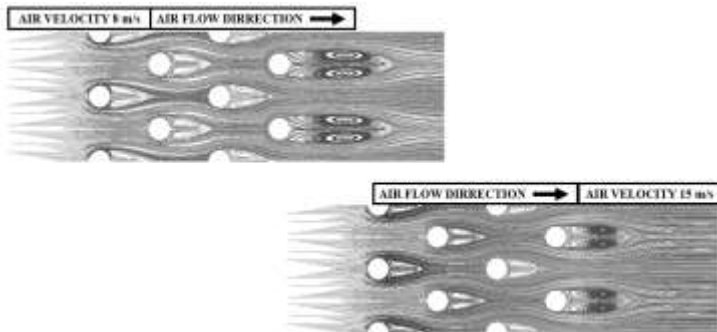
$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T$$

Sehingga apabila laju massa bertambah dengan temperatur mula-mula yang sama maka laju kalor dari pada kecepatan yang lebih tinggi akan lebih banyak dibandingkan dengan yang memiliki

kecepatan yang lebih rendah sehingga temperatur dari fin akan memiliki temperatur yang lebih rendah. Lalu dikarenakan perpindahan panas terjadi secara konduksi maka akan terlihat pada sisi yang jauh dari sumber panas akan lebih rendah temperaturnya dibandingkan dengan yang dekat dengan sumber panas.

Dari teori yang ada, maka untuk variasi posisi, material dan kecepatan diantara dua tube sudah sesuai, dimana pada variasi posisi (gambar A), temperatur fin lebih tinggi pada posisi tube 1 dibandingkan dengan posisi tube 3 yang mana tube 1 lebih dahulu terkena udara dibandingkan dengan tube 3 sehingga terlihat bahwasanya temperatur dari tube 1 akan lebih tinggi dibandingkan dengan tube 2 dan tube 3. Lalu untuk variasi material terlihat bahwasanya copper memiliki distribusi temperatur yang jauh lebih rata apabila dibandingkan dengan aluminium dan steel karena pada copper memiliki koefisien konduksi yang lebih tinggi dibandingkan dengan aluminium dan steel. Lalu untuk variasi kecepatan juga sudah sesuai dengan teori dimana 15 m/s memiliki temperatur yang lebih rendah dibandingkan dengan 8 m/s. Hal ini karena pada 8 m/s memiliki laju alir massa yang lebih kecil dibandingkan dengan 15 m/s sehingga menyebabkan kalor yang terlepas dari fin akan lebih sedikit pada 8 m/s dibandingkan dengan 15 m/s. Lalu untuk bentuk dari grafik yang cekung ke atas juga sudah benar karena pada bentuk ini terlihat bahwasanya pada titik yang paling jauh dari masing-masing tube atau titik tengah dari grafik akan memiliki temperatur yang lebih rendah dikarenakan pada titik tersebut adalah titik terjauh dari tube yang mana merupakan sumber panas.

4.2.11 Perbandingan Pathline Simulasi



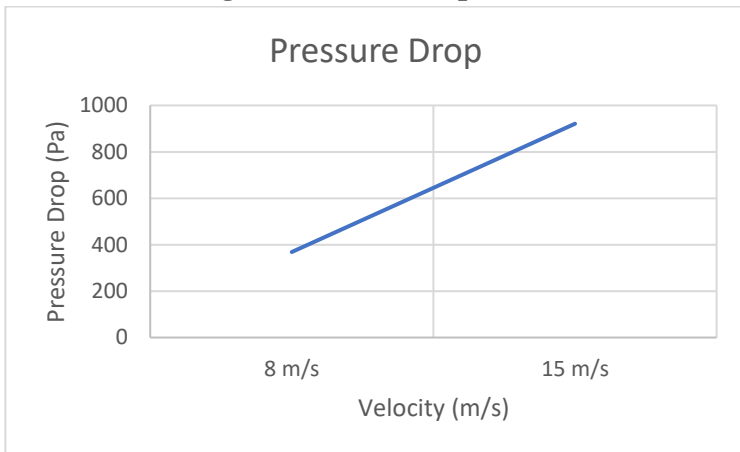
Gambar 4. 11 Gambar Perbandingan Pathline Simulasi

Gambar diatas merupakan gambar pathline hasil simulasi dimana menunjukkan Gerakan dari pada aliran udara yang mengalir di antara dua fin. Dari gambar terlihat bahwasanya pada 8 m/s memiliki daerah vortex yang lebih jauh dari tube dibandingkan dengan 15 m/s.

Berdasarkan teori, bahwasanya vortex timbul akibat adanya tekanan negative yang ada akibat adanya daerah separasi akibat adanya pengganggu dalam suatu aliran. Sehingga dengan adanya vortex ini akan menyebabkan timbulnya pressure drop yang mana akan menyebabkan efisiensi dari tube dan fin ini akan berkurang akibat adanya kerugian ini. Namun apabila ditinjau secara heat transfer, maka dengan adanya vortex ini akan menyebabkan lebih banyak panas yang berpindah dari sumber panas menuju ke udara. Hal ini terlihat pada rata-rata temperatur outlet pada pembahasan sebelumnya yang mana terlihat bahwasanya pada 8 m/s akan mengalami lebih banyak pemanasan dan memiliki temperatur keluaran yang lebih tinggi dibandingkan dengan 15 m/s. Yang mana hal tersebut berarti 8 m/s memiliki vortex yang lebih besar dibandingkan dengan 15 m/s.

Berdasarkan teori yang ada, maka gambar pathline tersebut sudah sesuai dengan teori yang ada dimana 8 m/s memiliki vortex yang lebih besar dibandingkan 15 m/s sehingga akan mengalami pemanasan yang lebih banyak pada sisi udara dibandingkan dengan 15 m/s. Sehingga dalam hal ini perlu dalam mendesain suatu tube dan fin dengan memperhatikan dan mencari titik optimal antara perpindahan panas dan juga pressure drop yang terjadi sehingga akan didapatkan kondisi yang terbaik dalam mengoperasikan fin yang telah di desain.

4.2.12 Perbandingan Pressure Drop Simulasi



Gambar 4. 12 Grafik Pressure Drop Dari Tube dan Fin pada Variasi Kecepatan

Gambar diatas merupakan grafik dari *pressure drop* yang terjadi pada kecepatan 8 m/s dan 15 m/s. Dari grafik terlihat bahwasanya penurunan tekanan pada 8 m/s lebih rendah apabila dibandingkan dengan 15 m/s.

Pressure Drop merupakan salah satu kerugian dari adanya suatu aliran. Dalam *pressure drop* sendiri diakibatkan oleh berbagai

macam hal, apabila kita meninjau dari sisi *head loss* yang mana akan didekati menggunakan permodelan dari pipa maka akan memiliki persamaan sebagai berikut:

$$h_l = f \frac{L \bar{V}^2}{D \cdot 2}$$

Dimana f merupakan *friction factor*, L adalah panjang lintasan, D merupakan diameter pipa, dan \bar{V} adalah rata-rata kecepatan. Lalu dengan menggunakan persamaan Bernoulli maka akan didapatkan persamaan sebagai berikut:

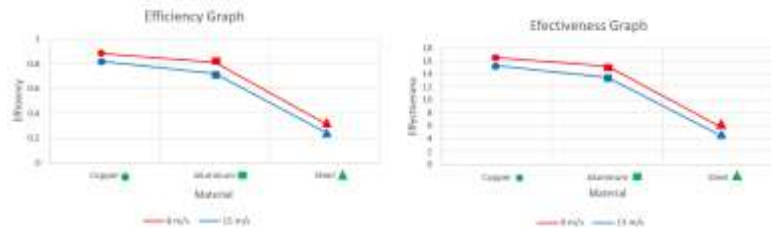
$$\left(\frac{p_1}{\rho} + \alpha_1 \frac{\bar{V}_1^2}{2} + gz_1 \right) - \left(\frac{p_2}{\rho} + \alpha_2 \frac{\bar{V}_2^2}{2} + gz_2 \right) = h_l$$

Sehingga terlihat bahwasanya pressure drop sendiri akan diakibatkan oleh beberapa hal, diantaranya adalah kecepatan, perbedaan potensial, geometri dari aliran dan berbagai macamnya. Sehingga, pada penelitian kali ini didapatkan bahwasanya untuk geometri serta kedudukan dari aliran memiliki kesamaan antar kecepatan, sehingga yang paling berpengaruh dalam penelitian kali ini adalah pada sisi kecepatannya. Lalu, apabila kita tinjau dari sisi kecepatan rata-rata maka semakin tinggi kecepatan aliran maka akan semakin tinggi pula *head loss* dari aliran tersebut. Sehingga apabila semakin tinggi *head loss* maka system akan memiliki kerugian yang lebih besar dibandingkan dengan yang memiliki *head loss* yang rendah.

Grafik dari pressure drop diatas sudah sesuai dengan teori yang ada dimana pada kecepatan yang lebih tinggi akan memiliki pressure drop yang lebih tinggi pula dibandingkan dengan yang memiliki kecepatan lebih rendah. Sehingga dalam mendesain, perlu dalam hal ini melakukan penyesuaian dalam hal perpindahan panas yang mana pada kecepatan yang lebih tinggi memang akan memiliki koevisien konveksi yang lebih tinggi, namun apabila kita

lihat kembali pada sisi *pressure drop* maka perlu kembali dalam hal ini dilakukan peninjauan ulang mengenai apakah penambahan kecepatan akan justru lebih menguntungkan atau malah merugikan.

4.2.13 Perbandingan Efisiensi dan Effectiveness Hasil Perhitungan



Gambar 4. 13 Grafik Efficiency dan Effectiveness dari Tube dan Fin pada Masing-Masing Material dan Kecepatan

Gambar diatas merupakan grafik efisiensi dan efektivitas dari tube dan fin dengan material Copper, Aluminium dan Steel pada kecepatan 8 m/s dan 15 m/s. Dari grafik terlihat bahwasanya Copper dengan kecepatan 8 m/s memiliki efisiensi dan efektivitas yang lebih tinggi dibandingkan yang lain.

Menurut teori yang ada bahwasanya pada kecepatan yang tinggi maka temperatur dari fin akan semakin rendah, sehingga apabila temperatur dari fin lebih rendah maka perbedaan dengan temperatur udara akan semakin kecil, akibatnya perpindahan panas yang terjadi akan semakin kecil. Lalu dengan meningkatnya konduktivitas dari pada fin akan menyebabkan panas lebih mudah merambat, akibatnya temperatur akan lebih terdistribusi merata pada material fin yang memiliki koefisien konduktivitas yang lebih tinggi. Akibatnya temperatur dari fin akan lebih merata dan

memiliki perbedaan temperatur yang lebih tinggi dibandingkan temperatur dari udara dan terjadi lebih banyak perpindahan panas.

Grafik efisiensi dan efektivitas diatas sudah sesuai dengan teori yang ada dimana pada copper memiliki efisiensi dan efektivitas yang lebih tinggi dibandingkan dengan yang lain. Hal ini dikarenakan mudahnya panas untuk berpindah pada copper dibandingkan dengan material yang lain yang mana ditunjukkan dengan rata-rata temperatur seperti pada kontur temperatur dari fin diatas. Selain itu, apabila kita melihat ulang pada sisi *pressure drop* maka akan terlihat bahwasanya pada 8 m/s memiliki *pressure drop* yang lebih rendah dibandingkan dengan 15 m/s sehingga dari beberapa hal tersebut maka akan terlihat bahwasanya kombinasi 8 m/s copper akan memiliki efisiensi yang lebih tinggi dibandingkan dengan yang lain.

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Berikut ini merupakan kesimpulan yang saya dapatkan dari penelitian yang saya lakukan pada tugas akhir kali ini yaitu:

1. Pada koefisien konduktivitas yang lebih tinggi, distribusi temperatur pada fin akan jauh lebih merata. Hal ini menyebabkan perbedaan temperatur yang lebih tinggi dengan udara, sehingga menyebabkan lebih mudahnya perpindahan kalor dari fin menuju ke udara. Sehingga dapat terlihat bahwasanya copper memiliki efisiensi yang lebih tinggi dibandingkan dengan aluminium dan steel yang memiliki distribusi temperatur yang lebih rendah.
2. Pada kecepatan yang lebih tinggi, temperatur dari fin akan semakin kecil, sehingga perbedaan temperatur antara udara dan fin akan mengecil sehingga perpindahan panas yang terjadi antara fin dan udara akan mengecil selain itu terlihat bahwasanya pada kecepatan yang lebih tinggi akan memiliki *pressure drop* yang lebih tinggi pula, sehingga terlihat bahwasanya dengan bertambahnya kecepatan udara justru membuat efisiensi dari fin menjadi lebih rendah. Namun hal ini akan sangat berguna apabila pada kasus tertentu dimana temperatur dari fluida yang mengalir memiliki temperatur yang sangat tinggi, maka dengan sedikit mengorbankan efisiensi maka kita akan mendapatkan temperatur fin yang lebih rendah sehingga fin dapat beroperasi pada keadaan yang aman serta tetap memiliki efisiensi yang lebih tinggi pula.

5.2 Saran

Berikut merupakan beberapa saran yang dapat digunakan yaitu diantaranya:

1. Pada simulasi ini masih belum memvariasikan geometri dari pada tube dan fin yang mana masih belum tereksplorasi lebih jauh dan mungkin dapat menjadi saran untuk penelitian selanjutnya.
2. Pada simulasi ini juga masih belum membandingkan antar model turbulensi dan hanya berpatokan pada salah satu paper saja yang mungkin dapat lebih di eksplorasi untuk kedepannya.
3. Pada simulasi kali ini masih belum dilakukan secara praktikum secara langsung dikarenakan keterbatasan alat maupun adanya pandemi covid-19 ketika pembuatan penelitian kali ini.

TINJAUAN PUSTAKA

- Andersson, B., Andersson, R., Hakansson, L., Mortensen, M., Sudiyo, R., & Wachem, B. (2012). *Computational Fluid Dynamics for Engineers*. Cambridge: Cambridge.
- ANSYS. Inc. (2013). *Workbench User's Guide*. Cannonsburg: ANSYS. Inc.
- Bejan, A., & Kraus, A. D. (2003). *Heat Transfer Handbook*. New Jersey: John Wiley & Sons, Inc.
- Cengel, Y. A., & Ghajar, A. J. (2015). *Heat and Mass Transfer*. New York: Mc Graw Hill.
- Chavan, L., & Purane, N. (2015). Thermal Analysis of Pin Fin using Different Materials and Forms. *International Journal of Science and Research (IJSR)*, 4.
- Fluent, Inc. (2006). *Fluent User's Guide*. Lebanon: Fluent, Inc.
- Ghori, M. V., & Kirar, R. K. (2012). Numerical Analysis of Tube-Fin Heat Exchanger using Fluent. *ISSN*, 8.
- Incropera, F. P., Dewitt, D. P., Bergman, T. L., & Lavine, A. S. (2011). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer Sixth Edition*. Jefferson City: John Wiley & Sons.

- Macchi, E., & Astolfi, M. (2017). *Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems*. Cambridge: Woodhead.
- Matos, R. S., Laursen, T. A., Vargas, J. V., & Bejan, A. (2003). Optimally Staggered Fined Circular and Elliptic Tubes in Forced Convection. *Science*, 8.
- Moran, M. J., Shapiro, H. N., Boettner, D. D., & Bailey, M. B. (2011). *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. Westford: John Wiley & Sons, Inc.
- Nassab, G. S., Bahrami, A., & Moosavi, R. (2011). Entropy Generation in Convection Over an Inclined. *International Journal Science and Technology Education Research*, 10.
- Nugroho, M. W. (2019). *Studi Eksperimen Pengaruh Perubahan Laju Aliran Massa Udara Pendingin Kondenser Terhadap Performa ORC 1 KW*. Surabaya: ITS PRESS.
- O'Brien, J. E., & Sohal, M. S. (2000). Local Heat Transfer For Finned-Tube Heat Exchanger Using Oval Tubes. *INEEL*, 11.
- Singh, S., Sorensen, K., & Condra, T. (2015). Multiphysics Numerical Modeling of a Fin and Tube Heat Exchanger. *Researchgate*, 9.
- Taylor, C. (2004). *Measurement Of Finned-Tube Heat Exchanger Performance*. Atlanta: Georgia Institute of Technology.

Versteeg, H. K., & Malalasekera, W. (2007). *An Introduction to Computational Fluid Dynamics*. Glasgow: Pearson.

Halaman ini sengaja dikosongkan

LAMPIRAN

TABEL PERHITUNGAN EFFICIENCY DAN EFFECTIVENESS

Inlet Velocity	Material	Fin Average Temperature	Outlet Air Temperature	Outlet Air After Fin	Af	Ab	Tb	Tinf	Tinf	qf	qf	q	Efficiency	Effectiveness
									init	/h	max/	without		
								ie	h	h	fin/h			
8 m/s	Copper	313.847	309.2106	310.129	68.01835	3.6474 34	315	301	305 .10 53	594. 596	673. 0211	36.0902 6826	0.883 473	16.475 24405
	Aluminum	313.095	308.776	309.676	68.01835	3.6474 34	315	301	304 .88 8	558. 2266	687. 8015	36.8828 5574	0.811 61	15.135 12326
	Steel	306.933	305.295	306.016	68.01835	3.6474 34	315	301	303 .14 75	257. 4834	806. 1874	43.2312 1516	0.319 384	5.9559 61425
15 m/s	Copper	313.122	308.32	309.249	68.01835	3.6474 34	315	301	304 .66	575. 5712	703. 3097	37.7144 7076	0.818 375	15.261 28392
	Aluminum	312.016	307.746	308.67	68.01835	3.6474 34	315	301	304 .37 3	519. 8642	722. 831	38.7612 8441	0.719 206	13.411 94515
	Steel	305.772	304.327	305.171	68.01835	3.6474 34	315	301	302 .66 35	211. 435	839. 1083	44.9965 7336	0.251 976	4.6989 14019

TABEL PERHITUNGAN TUBE 1 VELOCITY 8 M/S COPPER

DT 1	x	y	Temperature (K)		Pressure (Pa)		Velocity (m/s)		Wall Heat Flux (W m ⁻²)		h local (W/m ² -K)
			F	T	F	T	F	T	F	T	
1	-22.2	7.8	314.76	314.992	~	83.2607	~	0.010959	131910	~	0
2	-22.2	5.85	313.902	301.06	~	119.364	~	16.5389	-845.956	~	65.87416
3	-22.2	3.9	313.405	301.036	~	135.895	~	15.6558	-1074.23	~	86.84857
4	-22.2	1.95	313.131	301.032	~	142.946	~	15.262	-1070.47	~	88.47591
5	-22.2	0	313.044	301.03	~	144.942	~	15.1486	-1061.93	~	88.39104
6	-22.2	-1.95	313.131	301.032	~	142.946	~	15.262	-1070.47	~	88.47591
7	-22.2	-3.9	313.405	301.036	~	135.895	~	15.6558	-1074.23	~	86.84857
8	-22.2	-5.85	313.902	301.06	~	119.364	~	16.5389	-845.956	~	65.87416
9	-22.2	-7.8	314.76	314.992	~	83.2607	~	0.010959	131910	~	0

TABEL PERHITUNGAN TUBE 2 VELOCITY 8 M/S COPPER

DT 0	x	y	Temperature (K)		Pressure (Pa)		Velocity (m/s)		Wall Heat Flux (W m ⁻²)		h local (W/m ² -K)
			F	T	F	T	F	T	F	T	
1	0	4	314.816	314.993	~	-3.48087	~	0.01291	101004	~	0
2	0	5.95	314.191	301.675	~	38.4903	~	20.1283	-2616.16	~	209.0252
3	0	7.9	313.918	302.104	~	61.9266	~	18.9261	-787.31	~	66.64212
4	0	9.85	313.785	305.13	~	77.3946	~	15.0132	-621.145	~	71.76719
5	0	11.8	313.745	309.376	~	83.9036	~	7.92119	-592.707	~	135.6619
6	0	13.75	313.785	305.13	~	77.3946	~	15.0132	-621.145	~	71.76719
7	0	15.7	313.918	302.104	~	61.9266	~	18.9261	-787.31	~	66.64212
8	0	17.65	314.191	301.675	~	38.4903	~	20.1283	-2616.16	~	209.0252
9	0	19.6	314.816	314.993	~	-3.48087	~	0.01291	101004	~	0

TABEL PERHITUNGAN TUBE 3 VELOCITY 8 M/S COPPER

DT 2	x	y	Temperature (K)		Pressure (Pa)		Velocity (m/s)		Wall Heat Flux (W m ⁻²)		h local (W/m ² -K)
			F	T	F	T	F	T	F	T	
1	22.2	7.8	314.86	314.996	~	-69.4781	~	0.009736	77006.6	~	0
2	22.2	5.85	314.355	303.793	~	-32.3689	~	21.8538	-1046.92	~	99.12138
3	22.2	3.9	314.073	304.678	~	-4.72192	~	17.6328	-765.269	~	81.45492
4	22.2	1.95	313.918	305.579	~	13.5164	~	15.8067	-806.992	~	96.77323
5	22.2	0	313.867	308.872	~	23.3396	~	7.4427	-779.561	~	156.0683
6	22.2	-1.95	313.918	305.579	~	13.5164	~	15.8067	-806.992	~	96.77323
7	22.2	-3.9	314.073	304.678	~	-4.72192	~	17.6328	-765.269	~	81.45492
8	22.2	-5.85	314.355	303.793	~	-32.3689	~	21.8538	-1046.92	~	99.12138
9	22.2	-7.8	314.86	314.996	~	-69.4781	~	0.009736	77006.6	~	0

TABEL PERHITUNGAN TUBE 1 KECEPATAN 8 M/S ALUMINIUM

DT 1	x	y	Temperature (K)		Pressure (Pa)		Velocity (m/s)		Wall Heat Flux (W m ⁻²)		h local (W/m ² -K)
			F	T	F	T	F	T	F	T	
1	-22.2	7.8	314.77	314.993	~	85.5592	~	0.010364	121135	~	0
2	-22.2	5.85	313.273	301.041	~	121.488	~	16.5431	-842.291	~	68.85963
3	-22.2	3.9	312.413	301.022	~	137.998	~	15.6612	-1028.64	~	90.30287
4	-22.2	1.95	311.943	301.018	~	145.046	~	15.2679	-1004.28	~	91.92494
5	-22.2	0	311.793	301.017	~	147.042	~	15.1547	-989.801	~	91.85236
6	-22.2	-1.95	311.943	301.018	~	145.046	~	15.2679	-1004.28	~	91.92494
7	-22.2	-3.9	312.413	301.022	~	137.998	~	15.6612	-1028.64	~	90.30287
8	-22.2	-5.85	313.273	301.041	~	121.488	~	16.5431	-842.291	~	68.85963
9	-22.2	-7.8	314.77	314.993	~	85.5592	~	0.010364	121135	~	0

TABEL PERHITUNGAN TUBE 2 KECEPATAN 8 M/S ALUMINIUM

DT 0	x	y	Temperature (K)		Pressure (Pa)		Velocity (m/s)		Wall Heat Flux (W m ⁻²)		h local (W/m ² -K)
			F	T	F	T	F	T	F	T	
1	0	4	314.818	314.995	~	-1.98776	~	0.006142	96007.5	~	0
2	0	5.95	313.707	301.608	~	35.9277	~	20.3609	-1392.07	~	115.0566
3	0	7.9	313.207	301.988	~	62.7528	~	19.0018	-799.32	~	71.24699
4	0	9.85	312.974	304.686	~	78.3924	~	15.2952	-612.162	~	73.86125
5	0	11.8	312.908	309.47	~	84.8249	~	7.33822	-412.797	~	120.0689
6	0	13.75	312.974	304.686	~	78.3924	~	15.2952	-612.162	~	73.86125
7	0	15.7	313.207	301.988	~	62.7528	~	19.0018	-799.32	~	71.24699
8	0	17.65	313.707	301.608	~	35.9277	~	20.3609	-1392.07	~	115.0566
9	0	19.6	314.818	314.995	~	-1.98776	~	0.006142	96007.5	~	0

TABEL PERHITUNGAN TUBE 3 KECEPATAN 8 M/S ALUMINIUM

DT 2	x	y	Temperature (K)		Pressure (Pa)		Velocity (m/s)		Wall Heat Flux (W m ⁻²)		h local (W/m ² -K)
			F	T	F	T	F	T	F	T	
1	22.2	7.8	314.86	314.996	~	-69.8338	~	0.00906	73648.2	~	0
2	22.2	5.85	313.95	303.554	~	-33.2205	~	21.5774	-1023.74	~	98.47441
3	22.2	3.9	313.456	304.691	~	-7.65254	~	18.1218	-704.602	~	80.38813
4	22.2	1.95	313.192	304.914	~	9.32882	~	16.3869	-733.955	~	88.66332
5	22.2	0	313.112	309.07	~	17.9726	~	5.11267	-561.4	~	138.8916
6	22.2	-1.95	313.192	304.914	~	9.32882	~	16.3869	-733.955	~	88.66332
7	22.2	-3.9	313.456	304.691	~	-7.65254	~	18.1218	-704.602	~	80.38813
8	22.2	-5.85	313.95	303.554	~	-33.2205	~	21.5774	-1023.74	~	98.47441
9	22.2	-7.8	314.86	314.996	~	-69.8338	~	0.00906	73648.2	~	0

TABEL PERHITUNGAN TUBE 1 KECEPATAN 8 M/S STEEL

DT 1	x	y	Temperature (K)		Pressure (Pa)		Velocity (m/s)		Wall Heat Flux (W m ⁻²)		h local (W/m ² -K)
			F	T	F	T	F	T	F	T	
1	-22.2	7.8	314.817	314.992	~	83.2607	~	0.010959	48626.5	~	0
2	-22.2	5.85	308.192	301.009	~	119.364	~	16.5389	-682.26	~	94.9826
3	-22.2	3.9	305.12	301.004	~	135.895	~	15.6558	-506.05	~	122.947
4	-22.2	1.95	303.696	301.002	~	142.946	~	15.262	-338.978	~	125.827
5	-22.2	0	303.283	301.002	~	144.942	~	15.1486	-288.695	~	126.5651
6	-22.2	-1.95	303.696	301.002	~	142.946	~	15.262	-338.978	~	125.827
7	-22.2	-3.9	305.12	301.004	~	135.895	~	15.6558	-506.05	~	122.947
8	-22.2	-5.85	308.192	301.009	~	119.364	~	16.5389	-682.26	~	94.9826
9	-22.2	-7.8	314.817	314.992	~	83.2607	~	0.010959	48626.5	~	0

TABEL PERHITUNGAN TUBE 2 KECEPATAN 8 M/S STEEL

DT 0	x	y	Temperature (K)		Pressure (Pa)		Velocity (m/s)		Wall Heat Flux (W m ⁻²)		h local (W/m ² -K)
			F	T	F	T	F	T	F	T	
1	0	4	314.819	314.993	~	-3.48087	~	0.01291	47875.2	~	0
2	0	5.95	308.439	301.128	~	37.3524	~	20.165	-1555.8	~	212.8026
3	0	7.9	306.391	301.439	~	61.9266	~	18.9261	-408.12	~	82.41519
4	0	9.85	305.662	303.47	~	77.3946	~	15.0132	-236.35	~	107.8239
5	0	11.8	305.579	305.724	~	83.9036	~	7.92119	40.2593	~	277.6503
6	0	13.75	305.662	303.47	~	77.3946	~	15.0132	-236.35	~	107.8239
7	0	15.7	306.391	301.439	~	61.9266	~	18.9261	-408.12	~	82.41519
8	0	17.65	308.439	301.128	~	37.3524	~	20.165	-1555.8	~	212.8026
9	0	19.6	314.819	314.993	~	-3.48087	~	0.01291	47875.2	~	0

TABEL PERHITUNGAN TUBE 3 KECEPATAN 8 M/S STEEL

DT 2	x	y	Temperature (K)		Pressure (Pa)		Velocity (m/s)		Wall Heat Flux (W m ⁻²)		h local (W/m ² -K)
			F	T	F	T	F	T	F	T	
1	22.2	7.8	314.856	314.994	~	-69.4781	~	0.009736	38325.4	~	0
2	22.2	5.85	309.563	302.001	~	-32.3689	~	21.8538	-776.159	~	102.6394
3	22.2	3.9	307.232	302.672	~	-4.72192	~	17.6328	-429.357	~	94.15724
4	22.2	1.95	306.226	303.392	~	13.5164	~	15.8067	-314.105	~	110.8345
5	22.2	0	306.012	305.326	~	23.3396	~	7.4427	-86.7278	~	126.4254
6	22.2	-1.95	306.226	303.392	~	13.5164	~	15.8067	-314.105	~	110.8345
7	22.2	-3.9	307.232	302.672	~	-4.72192	~	17.6328	-429.357	~	94.15724
8	22.2	-5.85	309.563	302.001	~	-32.3689	~	21.8538	-776.159	~	102.6394
9	22.2	-7.8	314.856	314.994	~	-69.4781	~	0.009736	38325.4	~	0

TABEL PERHITUNGAN TUBE 1 KECEPATAN 15 M/S COPPER

DT 1	x	y	Temperature (K)		Pressure (Pa)		Velocity (m/s)		Wall Heat Flux (W m ⁻²)		h local (W/m ² -K)
			F	T	F	T	F	T	F	T	
1	-22.2	7.8	314.651	314.981	~	219.339	~	0.052523	191548	~	0
2	-22.2	5.85	313.392	301.007	~	403.691	~	29.6839	-1457.54	~	117.6859
3	-22.2	3.9	312.661	301.002	~	470.004	~	27.6816	-1597.08	~	136.9826
4	-22.2	1.95	312.261	301.001	~	496.481	~	26.8389	-1591.26	~	141.3197
5	-22.2	0	312.133	301.001	~	503.862	~	26.5995	-1581.47	~	142.0652
6	-22.2	-1.95	312.261	301.001	~	496.481	~	26.8389	-1591.26	~	141.3197
7	-22.2	-3.9	312.661	301.002	~	470.004	~	27.6816	-1597.08	~	136.9826
8	-22.2	-5.85	313.392	301.007	~	403.691	~	29.6839	-1457.54	~	117.6859
9	-22.2	-7.8	314.651	314.981	~	219.339	~	0.052523	191548	~	0

TABEL PERHITUNGAN TUBE 2 KECEPATAN 15 M/S COPPER

DT 0	x	y	Temperature (K)		Pressure (Pa)		Velocity (m/s)		Wall Heat Flux ($W m^{-2}$)		h local (W/m^2-K)
			F	T	F	T	F	T	F	T	
1	0	4	314.713	314.978	~	-11.0642	~	0.065342	157543	~	0
2	0	5.95	313.697	302.484	~	206.768	~	33.3901	-1693.89	~	151.0648
3	0	7.9	313.143	302.709	~	300.97	~	30.6879	-1618.71	~	155.138
4	0	9.85	312.864	304.301	~	350.392	~	25.9664	-1329.7	~	155.2844
5	0	11.8	312.783	306.544	~	368.357	~	16.391	-1049.8	~	168.2641
6	0	13.75	312.864	304.301	~	350.392	~	25.9664	-1329.7	~	155.2844
7	0	15.7	313.143	302.709	~	300.97	~	30.6879	-1618.71	~	155.138
8	0	17.65	313.697	302.484	~	206.768	~	33.3901	-1693.89	~	151.0648
9	0	19.6	314.713	314.978	~	-11.0642	~	0.065342	157543	~	0

TABEL PERHITUNGAN TUBE 3 KECEPATAN 15 M/S COPPER

DT 2	x	y	Temperature (K)		Pressure (Pa)		Velocity (m/s)		Wall Heat Flux (W m ⁻²)		h local (W/m ² -K)
			F	T	F	T	F	T	F	T	
1	22.2	7.8	314.763	314.988	~	-135.719	~	0.050669	129774	~	0
2	22.2	5.85	313.893	304.844	~	44.2509	~	34.0378	-1451.12	~	160.3625
3	22.2	3.9	313.397	304.47	~	138.813	~	31.7537	-1514.48	~	169.6516
4	22.2	1.95	313.145	305.387	~	193.026	~	26.4123	-1294.52	~	166.8626
5	22.2	0	313.073	307.543	~	213.103	~	14.977	-961.162	~	173.8087
6	22.2	-1.95	313.145	305.387	~	193.026	~	26.4123	-1294.52	~	166.8626
7	22.2	-3.9	313.397	304.47	~	138.813	~	31.7537	-1514.48	~	169.6516
8	22.2	-5.85	313.893	304.844	~	44.2509	~	34.0378	-1451.12	~	160.3625
9	22.2	-7.8	314.763	314.988	~	-135.719	~	0.050669	129774	~	0

TABEL PERHITUNGAN TUBE 1 KECEPATAN 15 M/S ALUMINIUM

DT 1	x	y	Temperature (K)		Pressure (Pa)		Velocity (m/s)		Wall Heat Flux (W m ⁻²)		h local (W/m ² -K)
			F	T	F	T	F	T	F	T	
1	-22.2	7.8	314.678	314.981	~	219.34	~	0.052523	169233	~	0
2	-22.2	5.85	312.568	301.006	~	403.692	~	29.6839	-1435.41	~	124.1489
3	-22.2	3.9	311.359	301.001	~	470.005	~	27.6816	-1477.69	~	142.6617
4	-22.2	1.95	310.705	301.001	~	496.482	~	26.8389	-1420.53	~	146.386
5	-22.2	0	310.497	301.001	~	503.863	~	26.5995	-1395.67	~	146.9745
6	-22.2	-1.95	310.705	301.001	~	496.482	~	26.8389	-1420.53	~	146.386
7	-22.2	-3.9	311.359	301.001	~	470.005	~	27.6816	-1477.69	~	142.6617
8	-22.2	-5.85	312.568	301.006	~	403.692	~	29.6839	-1435.41	~	124.1489
9	-22.2	-7.8	314.678	314.981	~	219.34	~	0.052523	169233	~	0

TABEL PERHITUNGAN TUBE 2 KECEPATAN 15 M/S ALUMINIUM

DT 0	x	y	Temperature (K)		Pressure (Pa)		Velocity (m/s)		Wall Heat Flux (W m ⁻²)		h local (W/m ² -K)
			F	T	F	T	F	T	F	T	
1	0	4	314.727	314.978	~	-11.0609	~	0.065335	143252	~	0
2	0	5.95	312.976	302.275	~	206.769	~	33.3901	-1652.85	~	154.4575
3	0	7.9	312.041	302.494	~	300.971	~	30.688	-1506.32	~	157.7794
4	0	9.85	311.58	304.031	~	350.393	~	25.9665	-1179.32	~	156.222
5	0	11.8	311.448	306.167	~	368.358	~	16.391	-883.995	~	167.3916
6	0	13.75	311.58	304.031	~	350.393	~	25.9665	-1179.32	~	156.222
7	0	15.7	312.041	302.494	~	300.971	~	30.688	-1506.32	~	157.7794
8	0	17.65	312.976	302.275	~	206.769	~	33.3901	-1652.85	~	154.4575
9	0	19.6	314.727	314.978	~	-11.0609	~	0.065335	143252	~	0

TABEL PERHITUNGAN TUBE 3 KECEPATAN 15 M/S ALUMINIUM

DT 2	x	y	Temperature (K)		Pressure (Pa)		Velocity (m/s)		Wall Heat Flux (W m ⁻²)		h local (W/m ² -K)
			F	T	F	T	F	T	F	T	
1	22.2	7.8	314.772	314.987	~	-135.73	~	0.050653	119735	~	0
2	22.2	5.85	313.249	304.429	~	44.2483	~	34.0379	-1445.14	~	163.8481
3	22.2	3.9	312.396	304.086	~	138.811	~	31.7537	-1426.63	~	171.6763
4	22.2	1.95	311.971	305.014	~	193.025	~	26.4123	-1166.51	~	167.6743
5	22.2	0	311.852	307.066	~	213.102	~	14.9769	-828.586	~	173.127
6	22.2	-1.95	311.971	305.014	~	193.025	~	26.4123	-1166.51	~	167.6743
7	22.2	-3.9	312.396	304.086	~	138.811	~	31.7537	-1426.63	~	171.6763
8	22.2	-5.85	313.249	304.429	~	44.2483	~	34.0379	-1445.14	~	163.8481
9	22.2	-7.8	314.772	314.987	~	-135.73	~	0.050653	119735	~	0

TABEL PERHITUNGAN TUBE 1 KECEPATAN 15 M/S STEEL

DT 1	x	y	Temperature (K)		Pressure (Pa)		Velocity (m/s)		Wall Heat Flux (W m ⁻²)		h local (W/m ² -K)
			F	T	F	T	F	T	F	T	
1	-22.2	7.8	314.783	314.981	~	219.346	~	0.052523	57156.1	~	0
2	-22.2	5.85	307.303	301.001	~	403.699	~	29.6839	-1041.88	~	165.3253
3	-22.2	3.9	304.19	301	~	470.012	~	27.6816	-561.801	~	176.1132
4	-22.2	1.95	302.882	301	~	496.489	~	26.8389	-316.133	~	167.9772
5	-22.2	0	302.523	301	~	503.87	~	26.5995	-247.637	~	162.5982
6	-22.2	-1.95	302.882	301	~	496.489	~	26.8389	-316.133	~	167.9772
7	-22.2	-3.9	304.19	301	~	470.012	~	27.6816	-561.801	~	176.1132
8	-22.2	-5.85	307.303	301.001	~	403.699	~	29.6839	-1041.88	~	165.3253
9	-22.2	-7.8	314.783	314.981	~	219.346	~	0.052523	57156.1	~	0

TABEL PERHITUNGAN TUBE 2 KECEPATAN 15 M/S STEEL

DT 0	x	y	Temperature (K)		Pressure (Pa)		Velocity (m/s)		Wall Heat Flux (W m ⁻²)		h local (W/m ² -K)
			F	T	F	T	F	T	F	T	
1	0	4	314.789	314.976	~	-11.0462	~	0.065301	55781.9	~	0
2	0	5.95	307.642	301.289	~	206.771	~	33.3903	-1137.25	~	179.0099
3	0	7.9	305.042	301.447	~	300.974	~	30.6881	-637.649	~	177.3711
4	0	9.85	304.319	302.629	~	350.396	~	25.9666	-244.485	~	144.6657
5	0	11.8	304.282	304.279	~	368.361	~	16.3912	64.0561	~	21352.03
6	0	13.75	304.319	302.629	~	350.396	~	25.9666	-244.485	~	144.6657
7	0	15.7	305.042	301.447	~	300.974	~	30.6881	-637.649	~	177.3711
8	0	17.65	307.642	301.289	~	206.771	~	33.3903	-1137.25	~	179.0099
9	0	19.6	314.789	314.976	~	-11.0462	~	0.065301	55781.9	~	0

TABEL PERHITUNGAN TUBE 3 KECEPATAN 15 M/S STEEL

DT 2	x	y	Temperature (K)		Pressure (Pa)		Velocity (m/s)		Wall Heat Flux (W m ⁻²)		h local (W/m ² -K)
			F	T	F	T	F	T	F	T	
1	22.2	7.8	314.816	314.984	~	-135.781	~	0.050573	48557.7	~	0
2	22.2	5.85	308.173	302.238	~	44.2371	~	34.0383	-1099.52	~	185.2603
3	22.2	3.9	305.528	302.031	~	138.803	~	31.7541	-640.917	~	183.2762
4	22.2	1.95	304.73	303.007	~	193.02	~	26.4126	-270.767	~	157.1486
5	22.2	0	304.662	304.515	~	213.098	~	14.9769	25.8378	~	175.7673
6	22.2	-1.95	304.73	303.007	~	193.02	~	26.4126	-270.767	~	157.1486
7	22.2	-3.9	305.528	302.031	~	138.803	~	31.7541	-640.917	~	183.2762
8	22.2	-5.85	308.173	302.238	~	44.2371	~	34.0383	-1099.52	~	185.2603
9	22.2	-7.8	314.816	314.984	~	-135.781	~	0.050573	48557.7	~	0

BIOGRAFI PENULIS



Mahadika Favian Alfandaviska lahir di Surabaya pada tanggal 10 Juli 1998. Penulis merupakan anak pertama dari dua bersaudara. Riwayat Pendidikan penulis yaitu penulis sempat belajar di TK Citra Bunda Surabaya, SDN Ketabang I Surabaya, SMP Negeri 1 Surabaya, SMA Negeri 5 Surabaya dan ke jenjang sarjana di Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya pada tahun 2016 dengan NRP 0211164000028.

Penulis mengambil Bidang Studi Konversi Energi di Laboratorium Rekayasa Thermal. Penulis aktif berkegiatan dalam bidang akademik diantaranya menjadi asisten praktikum mata kuliah Perpindahan Panas dan menjadi grader mata kuliah Termodinamika dan Perpindahan Panas.

Penulis juga aktif dalam berkegiatan organisasi di kampus yaitu sebagai Staff Departemen Dalam Negeri BEM FTI ITS kepengurusan tahun 2017/2018 dan melanjutkan sebagai kabinet sebagai Kepala Biro Koordinasi Kelembagaan Departemen Dalam Negeri BEM FTI ITS kepengurusan tahun 2018/2019. Selain itu, penulis juga aktif dalam pengembangan mahasiswa dalam bentuk Latihan Keterampilan dan Manajemen Mahasiswa (LKMM) dimana penulis menjadi salah satu pemandu yang mengkonsep pelatihan tersebut dan menjadi pengisi materi dalam LKMM tersebut. Dari sini, penulis berharap untuk dapat menyeimbangkan antara softskill dan juga hardskill selama berkuliah di ITS.

Apabila terdapat saran dan masukan penulis dapat dihubungi melalui *email* favianalfandaviska999@gmail.com.