



TUGAS AKHIR - TM 184835

STUDI NUMERIK PROSES EVAPORASI PADA *HORIZONTAL TUBE* DENGAN VARIASI KECEPATAN MASUK FLUIDA DAN TEMPERATUR DINDING

SHAFIRA AULIA ROMADANNA

NRP 02111640000018

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 PROSES EVAPORASI PADA
HORIZONTAL TUBE DENGAN VARIASI
KECEPATAN MASUK FLUIDA DAN
TEMPERATUR DINDING**

Shafira Aulia Romadanna

0211164000018

Dosen Pembimbing

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

196505051990031005

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN

Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya 2020



FINAL PROJECT – TM 184835

**NUMERICAL STUDY OF THE EVAPORATION
PROCESS IN HORIZONTAL TUBE WITH
VARIATION OF FLUID INLET VELOCITY AND
WALL TEMPERATURE EFFECT**

Shafira Aulia Romadanna

02111640000018

Supervisor

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

196505051990031005

Mechanical Engineering Department

Faculty of Industrial Technology and System Engineering

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya 2020

HALAMAN PENGESAHAN

ANALISA NUMERIK PROSES EVAPORASI PADA HORIZONTAL TUBE DENGAN VARIASI KECEPATAN MASUK FLUIDA DAN TEMPERATUR DINDING

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:

Shafira Aulia Romadanna

NRP. 0211164000018

1. Prof. Dr. Eng. Ir. Prabowo, M.Eng. (Pembimbing)
NIP. 196505051990031005
1. Dr. Ir. Atok Setiyawan, M.Eng.Sc (Penguji I)
NIP. 196604021989031002
2. Ary Bachtiar K.P., ST, MT, PhD (Penguji II)
NIP. 197105241997021001
3. Is Bunyamin Suryo, ST, MSc. (Penguji III)
NIP. 198208192012121003

SURABAYA
JULI, 2020

**STUDI NUMERIK PROSES EVAPORASI PADA
HORIZONTAL TUBE DENGAN VARIASI
KECEPATAN MASUK FLUIDA DAN
TEMPERATUR DINDING**

Nama Mahasiswa : Shafira Aulia Romadanna
NRP : 0211164000018
Departemen : Teknik Mesin FTIRS-ITS
Dosen Pembimbing : Prof. Dr. Eng. Ir. Prabowo

Abstrak

Evaporator merupakan salah satu komponen penting pada sistem Pembangkit Listrik Tenaga Uap yang dapat menentukan kualitas uap untuk memutar sudu turbin. Evaporator memiliki dua tipe diantaranya adalah horizontal evaporator yang salah satunya terdapat pada HRSG Pembangkit Listrik Tenaga Gas dan Uap, sedangkan vertikal evaporator terdapat pada boiler Pembangkit Listrik Tenaga Uap. Perbedaan pada dua tipe evaporator ini terletak pada kontur kualitas uap pada saat gelembung uap terbentuk. Pada penelitian ini akan diamati flow pattern serta nilai koefisien perpindahan panas konveksi pada proses evaporasi di horizontal tube.

Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh laju aliran massa fluida masuk dan temperatur dinding tube terhadap fenomena evaporasi pada horizontal tube. Parameter yang divariasikan pada penelitian ini ada dua macam, yaitu laju aliran massa fluida masuk dan temperatur dinding tube. Variasi kecepatan yang diteliti adalah 0.3 m/s dan 0.5 m/s serta variasi temperatur dinding tube adalah 350 °C dan 450 °C. Perangkat lunak yang digunakan untuk simulasi pada penelitian ini adalah Gambit 2.4.6 dan FLUENT 18.0. Geometri yang diteliti adalah horizontal tube dengan diameter 24.5 mm dan panjang 3000 mm.

Pemodelan dan meshing geometri dilakukan dengan Software Gambit 2.4.6, sedangkan simulasi dilakukan dengan menggunakan Software FLUENT 18.0. Data diambil setelah 15 detik hasil simulasi. Hasil ditampilkan baik secara kualitatif berupa gambar kontur kualitas uap maupun secara kuantitatif berupa grafik kecepatan masuk dan temperatur dinding tube terhadap koefisien perpindahan panas konveksi.

Hasil yang didapat menunjukkan bahwa Nilai kualitas uap yang didapatkan pada sisi outlet tube terbesar pada variasi kecepatan masuk fluida 0,3 m/s dan temperature dinding 450°C dengan nilai kualitas uap sebesar 87,47% sedangkan nilai kualitas uap terendah pada variasi kecepatan masuk fluida 0,3 m/s dan temperature dinding 350°C dengan nilai kualitas uap sebesar 79,43%. Selain itu, semakin tinggi temperatur dinding tube, maka flow regimes yang terbentuk semakin chaotic.

Disamping itu, semakin besar kecepatan masuk fluida, maka koefisien perpindahan panas konveksi semakin besar. Sebaliknya, semakin tinggi temperatur dinding tube, maka semakin rendah koefisien perpindahan panas konveksi. Nilai koefisien konveksi tertinggi pada variasi kecepatan masuk fluida 0,5 m/s dan temperature dinding 350°C sebesar 2672,37 W/m²K sedangkan nilai koefisien konveksi terendah pada variasi kecepatan masuk fluida 0,3 m/s dan temperature dinding 450°C sebesar 1721,15 W/m²K. Adapun nilai koefisien perpindahan panas tertinggi terletak pada flow regimes stratified flow.

Kata Kunci : Evaporasi, Horizontal Tube, ANSYS FLUENT

NUMERICAL STUDY OF THE EVAPORATION PROCESS IN HORIZONTAL TUBE WITH VARIATION OF FLUID INLET VELOCITY AND WALL TEMPERATURE EFFECT

Student's name : Shafira Aulia Romadanna
Student's number : 0211164000018
Department : Teknik Mesin FTIRS-ITS
Advisor : Prof. Dr. Eng. Ir. Prabowo, M.Eng.

Abstract

Evaporator is one of the important components in the Steam Power Plant that can determine the quality of steam that use to turn the turbine blade. Evaporator has two types which one of them is horizontal evaporators, that applied in HRSG Gas and Steam Power Plants, while vertical evaporators are available in Steam Power Plant boilers. The difference in the two types of evaporator lies in the quality of steam at the time the bubble is formed. This research will discuss the flow pattern and the value of the convection heat replacement coefficient in the evaporation process on horizontal tubes.

This study aims to determine the effect of fluid inlet velocity and tube wall temperature on the evaporation phenomenon on the horizontal tube. There are two parameters varied in this study. The variation in fluid inlet velocity are 0.3 m/s and 0.5 m/s while the variation in wall temperature is 350°C and 450°C. The software used for the simulation in this study is Gambit 2.4.6 and FLUENT 18.0. The geometry studied is a horizontal tube with a diameter of 24.5 mm and a length of 3000 mm. Geometry and mesh models are made using Gambit 2.4.6 while simulations are carried out using FLUENT 18.0. The results are displayed both qualitatively in the form of steam quality contour images and quantitatively in the form of graphs of the inlet speed and

temperature of the tube wall against convection heat transfer coefficients.

The results obtained show that vapor quality values obtained at the outlet of the largest tube at a variation of the fluid inlet velocity of 0.3 m/s and a wall temperature of 450°C with a steam quality value of 87.47% while the lowest value of the quality of the vapor on the variation of fluid inlet velocity of 0.3 m/s and a wall temperature of 350°C with a steam quality value of 79.43%.

In addition, the higher of the tube wall temperature, the more flow regimes that are formed are chaotic. Besides that, the greater the fluid inlet velocity, the greater the convection heat transfer coefficient. Conversely, the higher the tube wall temperature, the lower the convection heat transfer coefficient. The highest convection coefficient value at the variation of fluid inlet velocity is 0.5 m/s and a wall temperature of 350°C is 2672.37 W/m²K while the lowest convection coefficient value is at the variation of fluid inlet velocity 0.3 m/s and the wall temperature 450°C is 1721.15 W/m²K. The highest value of heat transfer coefficient lies in the flow regimes stratified flow.

Keywords : Evaporation, Horizontal tube, ANSYS FLUENT

KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan ke hadirat Allah SWT yang telah memberikan rahmat dan karuniaNya sehingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir ini sekaligus sebagai penutup manis perantauan penulis menimba ilmu di Surabaya. Dalam pengerjaan tugas akhir ini, banyak sekali pihak yang membantu penulis untuk menyelesaikannya. Untuk itu penulis mengucapkan banyak terima kasih, khususnya kepada:

1. Bapak Maryono dan Ibu Nur Suwita selaku kedua orang tua serta kedua adik penulis Olivia dan Keyla 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. Nico Hendra Yulian Putra selaku partner penulis mulai dari penulis masuk ke perkuliahan hingga saat ini, yang tak hentinya dengan sabar untuk memberikan dukungan hingga penulis mampu menyelesaikan studi.
6. Drama Queen / sahabat terbaik penulis selama berkuliah di Teknik Mesin (Tri, Alfa, Chindy) yang mewarnai kehidupan penulis dengan berbagai tawa, sedih, nyinyiran, kesetiakawanan dan kos penulis yang dijadikan markas gang 3b (tempat berkumpul, menginap, semburat) sejak awal menjadi mahasiswa baru hingga lulus.

7. The Girls (Anggun, Ella, Emil, Kawista, Nata, Riris, Shera, Uca) sahabat terbaik penulis dari masih di bangku sekolah menengah atas hingga penulis menyelesaikan studi sebagai tempat curhat dan penghibur serta pengalih kejenuhan yang selalu ada disamping penulis.
8. Seluruh anggota Sarekat Perpan Barbar (Favian, Cendy, Fatir, Rozy, Teddy, Duo Kenny, Albert, Aji, Fayyadh, Richap, Ishak, Haris, Mas Fajri, Mbak Mitha, Leo, Fafa) yang selalu menemani penulis dalam menyelesaikan tugas akhir di laboratorium rekayasa thermal.
9. Mas Prapanca yang telah membantu dalam simulasi penulis.
10. Bunda Diah Gardenia yang telah memberikan kesempatan kepada penulis untuk mengembangkan soft skill ditengah kesibukan perkuliahan.
11. Paguk Surabaya (Mas Diat, Mas Badai, Mas Saddam, Ana, Mas Adek) yang telah ada untuk menghibur penulis dikala lelah dengan perkuliahan yang awalnya meragukan penulis untuk menimba ilmu di Teknik Mesin namun selalu mendukung penulis.

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, Juli 2020

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN PENGESAHAN	Error! Bookmark not defined.
Abstract	xvii
KATA PENGANTAR	xix
DAFTAR GAMBAR	xxv
DAFTAR TABEL	xxvii
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Tujuan Penelitian.....	3
1.3 Batasan Masalah.....	3
1.4 Manfaat Penelitian.....	4
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	5
2.1 Perpindahan Panas Konveksi	5
2.2 Perpindahan Kalor Didih (<i>Boiling Heat Transfer</i>)	6
2.2.1 Pool Boiling.....	6
2.2.2 <i>Flow Boiling</i> Pada Aliran Dua Fase	11
2.3 Metode Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas Dua-Fase	14
2.3.1 Metode Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas Dua-Fase dengan Pertimbangan <i>Convection Boiling</i> Murni.....	21
2.3.2 Metode Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas Dua-Fase dengan Kombinasi <i>Convection Boiling</i> dan <i>Nucleation Boiling</i>	22
2.4 Software GAMBIT	23
2.5 Software FLUENT	24
2.5.1 Viscous Model.....	24
2.5.2 Pressure Velocity Coupling Method.....	27
2.5.3 Model <i>Multiphase</i>	30
2.6 Geometri Evaporator	31
2.7 Fluida Kerja.....	32

2.8	Penelitian Terdahulu.....	33
2.8.1	Penelitian Sandra C.K (2008).....	33
2.8.2	Penelitian Gao L. (2012)	35
BAB III METODE PENELITIAN.....		39
3.1	Flowchart Penelitian.....	39
3.2	Flowchart Perhitungan.....	40
3.3	Metodologi Penelitian	42
3.4	Data Penelitian	44
3.5	Pemodelan Geometri dan Meshing pada GAMBIT	45
3.6	Pengaturan Sistem Pada FLUENT 18.0	46
3.6.1	Numerical Set Up	47
3.6.2	Model.....	47
3.6.3	Boundary Conditions.....	48
3.7	<i>Setting</i> dan Variasi yang Dilakukan	49
BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN		51
4.1	<i>Flow Regimes</i> Pada Variasi Kecepatan 0.3 m/s dan Temperatur 350 °C	51
4.2	<i>Flow Regimes</i> Pada Variasi Kecepatan 0.3 m/s dan Temperatur 450 °C	52
4.3	<i>Flow Regimes</i> Pada Variasi Kecepatan 0.5 m/s dan Temperatur 350 °C	53
4.4	<i>Flow Regimes</i> Pada Variasi Kecepatan 0.5 m/s dan Temperatur 450 °C	55
4.5	Contoh Perhitungan Data	56
4.5.1	Menghitung Nilai Koefisien Perpindahan Panas (h) di Tiap Variasi	56
4.5.2	Menghitung Koefisien Perpindahan Panas Rata- Rata ($h_{rata-rata}$) di Tiap Varasi.....	57
4.6	Validasi Data	59

4.6.1	Nilai h Berdasarkan Perhitungan Perpindahan Panas Dua Fase	59
4.6.2	Nilai h Berdasarkan Hasil Simulasi	64
4.6.3	Analisa Error	64
4.7	Analisa Pengaruh Variasi Kecepatan dan Temperatur Terhadap <i>Flow Pattern</i> Proses Evaporasi pada <i>Horizontal Tube</i>	65
4.8	Nilai Kualitas Uap Hasil proses evaporasi pada Tiap Variasi	66
4.9	Koefisien Perpindahan Panas Konveksi Pada Variasi Kecepatan 0.3 m/s dan Temperatur 350 °C	67
4.10	Koefisien Perpindahan Panas Konveksi Pada Variasi Kecepatan 0.3 m/s dan Temperatur 450 °C	69
4.11	Koefisien Perpindahan Panas Konveksi Pada Variasi Kecepatan 0.5 m/s dan Temperatur 350 °C	70
4.12	Koefisien Perpindahan Panas Konveksi Pada Variasi Kecepatan 0.5 m/s dan Temperatur 450 °C	71
4.13	Analisa Nilai Koefisien Perpindahan Panas terhadap <i>Flow Regimes</i>	73
4.14	Grafik Koefisien Perpindahan Konveksi Pada Tiap-Tiap Variasi	74
4.15	Pengaruh Kecepatan Fluida terhadap Nilai Koefisien Perpindahan Panas Konveksi	75
4.16	Pengaruh Temperatur Dinding terhadap Nilai Koefisien Perpindahan Panas Konveksi	77
	BAB V KESIMPULAN	79
5. 1	Kesimpulan	79
5.2.	Saran	80
	DAFTAR PUSTAKA	81
	LAMPIRAN	83

LAMPIRAN A Data Variasi Kecepatan 0.3 m/s Temperatur 350 °C.....	83
LAMPIRAN B Data Variasi Kecepatan 0.3 m/s Temperatur 450 °C	84
LAMPIRAN C Data Variasi Kecepatan 0.5 m/s Temperatur 350 °C	85
LAMPIRAN D Data Variasi Kecepatan 0.5 m/s Temperatur 450 °C.....	86

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1 <i>Horizontal Evaporator</i> pada <i>Heat Recovery Steam Generator</i>	2
Gambar 2.1 Perpindahan panas secara konveksi (Kern, 1965)....	5
Gambar 2.2 Percobaan Nukiyama	7
Gambar 2.3 Kurva <i>Pool Boiling</i>	8
Gambar 2.4 Rezim <i>Natural Convection Boiling</i>	9
Gambar 2.5 Pembentukan Gelembung Pertama Pada Titik <i>ONB</i> 9	
Gambar 2.6 Rezim <i>Natural Convection Boiling</i>	10
Gambar 2.7 Rezim <i>Transition Boiling</i>	10
Gambar 2.8 Rezim <i>Film Boiling</i>	11
Gambar 2.9 Pola aliran pada <i>horizontal tube evaporator</i>	12
Gambar 2.10 Pola Aliran Dua Fasa Pada Pipa Horizontal	14
Gambar 2.11 <i>Horizontal Evaporator</i> (a) Bentuk <i>Evaporator</i> (b) Susunan <i>Tube</i>	31
Gambar 2.12 Proses <i>Flow Boiling</i> di <i>Heat Exchanger Tube</i>	34
Gambar 2.13 Kontur <i>Volume Fraction</i> dari Aliran <i>Gasoil-Liquid</i> di <i>Steam Cracker</i> (Merah = <i>Gasoil Liquid</i> , Biru = <i>Gasoil Vapor</i>)	35
Gambar 2.14 (a) Distribusi <i>Vapor-Liquid</i> di Dalam <i>Tube</i> (b) Kontur Temperatur dari Fluida Campuran di Dalam <i>Tube</i>	36
Gambar 2.15 Kurva Koefisien Perpindahan Panas Terhadap Kecepatan Dengan Variasi Temperatur <i>Superheat</i>	37
Gambar 3.1 Geometri tampak depan <i>horizontal tube</i>	45
Gambar 3.2 Hasil meshing <i>horizontal tube</i>	46
Gambar 3.3 <i>Boundary Conditions</i> yang digunakan <i>Solution</i> <i>Methods</i>	48

Gambar 4.1 <i>Flow Regimes</i> Pada Variasi Kecepatan 0.3 m/s dan Temperatur 350 °C	51
Gambar 4.2 <i>Flow Regimes</i> Pada Variasi Kecepatan 0.3 m/s dan Temperatur 450 °C	53
Gambar 4.3 <i>Flow Regimes</i> Pada Variasi Kecepatan 0.5 m/s dan Temperatur 350 °C	54
Gambar 4.4 <i>Flow Regimes</i> Pada Variasi Kecepatan 0.5 m/s dan Temperatur 450 °C	55
Gambar 4.5 Kontur Kualitas Uap pada Posisi <i>Outlet</i> Proses Evaporasi	66
Gambar 4.6 Grafik Koefisien Perpindahan Panas Konveksi vs Posisi Pada Variasi Kecepatan 0.3 m/s dan Temperatur 350 °C .	68
Gambar 4.7 Grafik Koefisien Perpindahan Panas Konveksi vs Posisi Pada Variasi Kecepatan 0.3 m/s dan Temperatur 450 °C .	69
Gambar 4.8 Grafik Koefisien Perpindahan Panas Konveksi vs Posisi Pada Variasi Kecepatan 0.5 m/s dan Temperatur 350 °C .	70
Gambar 4.9 Grafik Koefisien Perpindahan Panas Konveksi vs Posisi Pada Variasi Kecepatan 0.5 m/s dan Temperatur 450 °C .	72
Gambar 4.10 Grafik Koefisien Perpindahan Konveksi Pada Tiap-Tiap Variasi	75
Gambar 4.11 Grafik Pengaruh Kecepatan Fluida terhadap Nilai Koefisien Perpindahan Panas Konveksi	76
Gambar 4.12 Grafik Pengaruh Temperatur Dinding terhadap Nilai Koefisien Perpindahan Panas Konveksi	77

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Nilai Koefisien Perpindahan Panas Konveksi	6
Tabel 2.2 Persamaan <i>Nusselt Number</i> untuk Masing-Masing Kondisi	16
Tabel 2.3 Pemodelan Aliran <i>Viscous</i> Pada <i>Software</i> Fluent.....	24
Tabel 2.4 <i>Properties</i> Fluida Kerja	32
Tabel 2.5 <i>Physical Properties</i> of <i>Gasoil-Liquid</i> and <i>Gasoil-Vapor</i>	33
Tabel 2.6 Nilai <i>Heat Flux</i> Pada Dinding Setiap <i>Horizontal Tube</i>	34
Tabel 3.1 <i>Properties</i> Fluida Kerja Air P = 107.9 Bar, Tsat= 316.7°C.....	44
Tabel 3.2 <i>Properties</i> Material <i>Tube</i>	45
Tabel 3.3 Pemilihan <i>Numerical Set Up</i> yang Digunakan	47
Tabel 3.4 Pemilihan Model yang Digunakan	47
Tabel 3.5 <i>Solution Methods</i> yang Digunakan	48
Tabel 4.1 Pengaruh Variasi Kecepatan dan Temperatur terhadap Proses Evaporasi.....	65
Tabel 4.2 <i>Flow Regimes</i> Pada Tiap Variasi	65
Tabel 4.3 Nilai Kualitas Uap pada sisi Outlet pada Tiap Variasi.....	67
Tabel 4.4 Nilai Koefisien Perpindahan Panas terhadap Flow Regimes yang Terbentuk.....	74

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Listrik pada era global merupakan kebutuhan pokok untuk manusia hingga mencakup ke hampir segala aspek kehidupan. Seiring dengan berkembangnya teknologi di seluruh dunia, kemajuan teknologi juga berperan mendukung usaha pembangunan di Indonesia sebagai Negara yang memiliki wilayah serta penduduk yang besar. Hal ini menyebabkan kebutuhan akan listrik yang terus meningkat setiap tahun, sehingga menjadi suatu perhatian yang serius dalam hal penanganan produksi listrik secara aman dan efisien. Saat ini Perusahaan Listrik Negara juga menggalakkan proyek pengadaan pembangkit listrik 35000 MW untuk mencukupi kebutuhan listrik masyarakat

Pada pembangkit listrik salah satu komponen yang penting adalah evaporator. Evaporator merupakan jenis dari *heat exchanger* yang berfungsi untuk memanaskan fluida kerja air hingga menjadi uap. Seperti pada PLTU (Pembangkit Listrik Tenaga Uap) dan PLTGU (Pembangkit Listrik Tenaga Gas dan Uap) terdapat komponen boiler yang terdiri atas tube berbentuk vertikal yang berfungsi untuk memanaskan fluida kerja yang berbentuk air hingga menjadi uap. Uap ini yang akan dimanfaatkan untuk memutar sudu dari turbin uap. Boiler pada PLTU terdiri atas tube berbentuk vertikal sedangkan pada PLTGU boiler atau HRSG (*Heat Recovery Steam Generator*) terdiri atas tube berbentuk horizontal.

Pada *vertical tube evaporator* proses perubahan fasa dari fluida kerja yang berbentuk *liquid* hingga menjadi *vapor* dimulai dari sisi dinding samping *tube* menuju sisi tengah *tube*. Sedangkan pada

horizontal tube evaporator proses perubahan fasa dari fluida kerja yang berbentuk cair hingga menjadi gelembung uap dimulai dari sisi bawah *tube* dan menuju sisi atas dari *tube*. Hal ini dikarenakan adanya efek *buoyancy* yang terjadi menyebabkan gelembung uap yang memiliki densitas yang lebih kecil daripada cair akan bergerak ke sisi atas dari *tube*.



Gambar 1.1 *Horizontal Evaporator pada Heat Recovery Steam Generator*

Perpindahan panas dua fase pada proses evaporasi di *horizontal tube* dipengaruhi oleh dua parameter penting yaitu laju massa fluida yang mengalir sepanjang *tube* dan temperatur dinding *tube*. Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan oleh Gao Lili, dkk (2012), ketika kecepatan masuk fluida dinaikan, gaya *drag* dari *bubbles* naik, perpindahan panas pada proses evaporasi naik, dan koefisien perpindahan panasnya juga naik. Ketika temperatur dinding *tube* dinaikan, temperatur *superheat* dinding meningkat. Hal ini membuat *bubble* yang terbentuk semakin banyak dan menaikkan laju

evaporasi. *Bubble* yang terbentuk naik ke atas karena efek *buoyancy*. Namun, ketika temperatur *superheat* dinding meningkat, perbedaan temperatur antara bagian atas dan bawah dinding semakin besar. Hal ini bukan hanya memberikan *thermal stress* namun juga mengurangi intensitas metal. Oleh karena itu, ketika kecepatan konstan, mengurangi temperatur dinding *superheat* menyebabkan *boiling heat transfer* semakin baik dan ketika kecepatan konstan, mengurangi temperatur dinding *superheat* menyebabkan *boiling heat transfer* semakin baik. Seiring dengan hal tersebut, penelitian yang dilakukan oleh Sandra C.K (2008) menyebutkan ketika *bubble* yang terjadi semakin banyak dan cenderung bergerak ke sisi atas tube dikarenakan efek *buoyancy* menyebabkan aliran menjadi wavy dan semakin chaotic sehingga pressure drop akan meningkat.

1.2 Tujuan Penelitian

Tujuan dari penelitian ini adalah :

1. Mengetahui pengaruh kecepatan fluida *inlet* dan temperatur dinding *tube* terhadap *flow regimes* proses evaporasi pada *horizontal tube evaporator*.
2. Mengetahui pengaruh kecepatan fluida *inlet* dan temperatur dinding *tube* terhadap koefisien perpindahan panas konveksi pada *horizontal tube evaporator*.

1.3 Batasan Masalah

Studi numerik ini dilakukan dengan menggunakan *Software* ANSYS FLUENT 18.0 dengan batasan masalah sebagai berikut:

1. Fluida air yang masuk melalui *inlet* pada simulasi yang dilakukan penulis dalam kondisi *saturated liquid*.
2. Simulasi menggunakan desain *horizontal tube* seperti pada gambar 3.1.

3. Simulasi dilakukan pada kondisi 2 Dimensi.
4. Sistem berjalan dalam keadaan *transient*.
5. Perubahan energi potensial dan kinetik diabaikan.
6. Tidak ada *fouling factor* pada aliran air didalam *horizontal evaporator tube*.
7. Aliran air merupakan aliran *incompressible*.
8. Tidak ada bangkitan energi dalam pada fluida air maupun dinding *tube*.
9. *Wall temperature tube* dianggap konstan.
10. Fluida yang mengalir dipengaruhi oleh gravitasi dengan akselerasi 9.8 m/s^2 .
11. Panjang geometri *horizontal evaporator tube* 3m.

1.4 Manfaat Penelitian

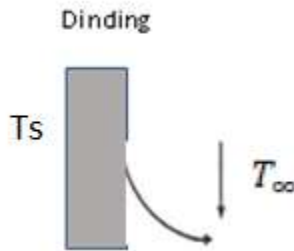
Adapun manfaat yang dapat diambil dari penelitian ini antara lain

1. Meningkatkan pengetahuan penulis dan pembaca tentang fenomena evaporasi dan perpindahan panas dua fase pada *horizontal tube evaporator*.
2. Sebagai bahan pertimbangan untuk mendapatkan kondisi operasi *horizontal tube evaporator* yang optimal.

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Perpindahan Panas Konveksi

Perpindahan panas secara konveksi merupakan perpindahan panas yang terjadi karena adanya fluida yang bergerak dan terdapat perbedaan temperatur. Perpindahan panas konveksi dapat diklasifikasikan berdasarkan aliran fluidanya, yakni terjadi secara alami (*free convection*) dan secara paksa (*force convection*). *Free convection* terjadi apabila gerakan fluida terjadi bukan karena gaya eksternal tetapi karena efek gaya apung (*buoyancy-force*), sedangkan *force convection* terjadi karena pengaruh gaya eksternal, seperti pengadukan dan lain sebagainya.



Gambar 2.1 Perpindahan panas secara konveksi (Kern, 1965)

Perpindahan panas dengan cara konveksi dapat dijelaskan dengan persamaan berikut :

$$Q_{conv} = h A (T_s - T_\infty) \quad (2.1)$$

Keterangan :

Q = Laju perpindahan panas konveksi, (Watt).

h = Koefisien perpindahan panas konveksi, (W/m²K).

A = Luas permukaan, (m²)

($T_s - T_\infty$) = Perbedaan temperatur, (K)

Koefisien perpindahan panas konveksi merupakan bukan properti dari fluida. Nilai koefisien perpindahan panas konveksi tergantung pada variabel yang mempengaruhi konveksi seperti permukaan geometri, gerak fluida, sifat fluida dan kecepatan fluida.

Tabel 2.1 Nilai Koefisien Perpindahan Panas Konveksi

Type of convection	h , $W/m^2 \cdot ^\circ C$
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

(Bergman, et al., 2011)

2.2 Perpindahan Kalor Didih (*Boiling Heat Transfer*)

Pendidihan merupakan proses perubahan fasa dari cair ke gas karena temperatur cairnya melebihi temperatur saturasinya pada tekanan tertentu. Lain halnya dengan proses evaporasi, terjadinya perubahan fasa dari cair ke gas dikarenakan tekanan uapnya berada di bawah tekanan saturasi cairnya pada temperatur tertentu.

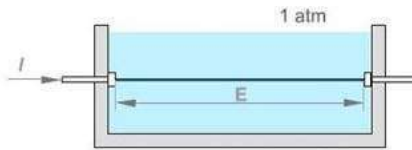
Pendidihan dapat diklasifikasikan menjadi dua yaitu *pool boiling* dan *flow boiling*. Pendidihan dikatakan sebagai *pool boiling* jika selama proses pendidihan kondisi fluida cairnya tidak mengalir/diam, sedangkan pendidihan dikatakan *flow boiling* jika selama proses pendidihan kondisi fluida cairnya mengalir.

2.2.1 Pool Boiling

Pada kondisi *pool boiling* pergerakan fluida disebabkan oleh konveksi alami dan pergerakan gelembung dipengaruhi oleh gaya apung. Fenomena paling mudah ditemukan yang dapat

menggambarkan Kondisi *pool boiling* yaitu ketika kita memanaskan air pada wajan di atas kompor.

Pada tahun 1934, Nukiyama (1896-1983) melakukan suatu percobaan yaitu, memberikan kawat nichrome yang dipasang horizontal dan dialiri arus listrik yang berfungsi sebagai pemanas pada suatu wadah berisi air pada tekanan atmosfer. Dengan mengetahui tahanan dari kawat nichrome tersebut Nukiyama dapat mengontrol flux kalor dan temperatur dengan mengatur arus dan tegangan listrik, seperti yang diilustrasikan pada gambar 2.2 berikut.



Gambar 2.2 Percobaan Nukiyama

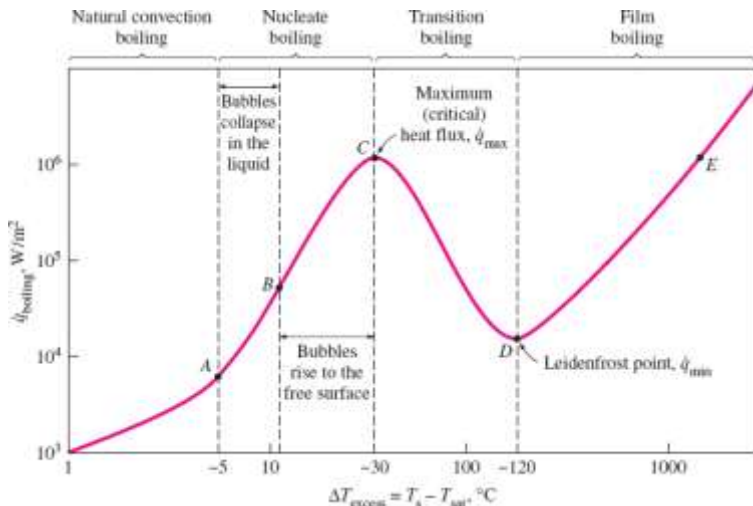
Nukiyama mengamati bahwa ketika ia menaikkan input daya pada kawat, flux kalor meningkat tajam, tetapi suhu kawat meningkat relatif kecil dan air belum mulai mendidih sampai $\Delta T_w \approx 5^\circ \text{C}$. Kemudian tiba-tiba pada titik tertentu, sedikit diatas q''_{max} suhu kawat melonjak ke titik leleh dan putus (*burnout*).

Nukiyama kemudian kembali mencoba dengan menggunakan kawat platinum yang memiliki titik leleh yang lebih tinggi. Dan kali ini dia dapat mempertahankan flux kalor diatas flux kalor maksimum tanpa terjadinya putus (*burnout*), walaupun kawat platinum tersebut menjadi hampir putih-panas. Dan pada saat flux kalor berada dibawah flux kalor minimum, lapisan film uap jatuh, lapisan isolasi gelembung terbentuk. Kemudian temperatur drop dengan tiba-tiba hingga ke posisi awal. Nukiyama menyadari

bahwa bentuk dari pendidihan yang terjadi berbeda-beda, tergantung pada besarnya nilai *excess temperature* (ΔT_e) dimana ΔT_e adalah Temperatur permukaan solid yang dipanaskan (T_s) dikurangi dengan Temperatur saturasi cair (T_{sat}).

Nukiyama membagi proses *pool boiling* kedalam 4 rezim, yaitu *natural convection boiling*, *nucleat boiling*, *transition boiling* dan *film boiling* seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.3.

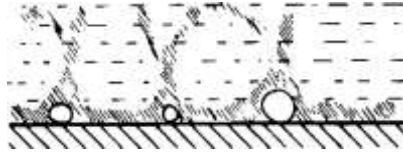
Gambar 2.3 Kurva *Pool Boiling*



a. *Natural Convection Boiling*

Pada kondisi ini temperatur permukaan berada sedikit di atas dari temperatur saturasi cairnya. Pergerakan fluida dipengaruhi oleh proses konveksi alami dan perpindahan kalor yang terjadi adalah secara konveksi dari permukaan yang dipanaskan ke fluida cair

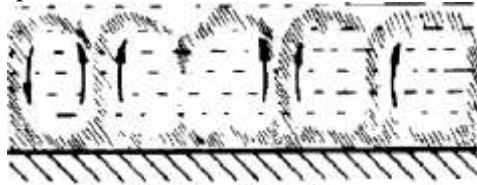
yang bergerak naik turun seperti pada gambar 2.4.



Gambar 2.4 Rezim *Natural Convection Boiling*

b. *Nucleat Boiling*

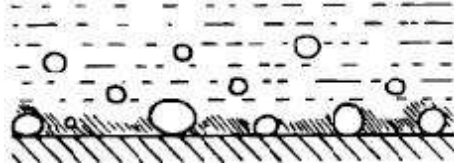
Pada titik *onset of Nucleat boiling* (ONB) yaitu pada titik A di kurva, gelembung pertama kali mulai terbentuk pada tempat-tempat tertentu pada permukaan yang dipanaskan.



Gambar 2.5 Pembentukan Gelembung Pertama Pada Titik *ONB*

Pada daerah ini terbentuk gelembung yang disebut dengan *isolated bubble* di berbagai daerah inti (*nucleation*) tertentu pada permukaan yang dipanaskan. Gelembung ini bergerak tidak sampai ke permukaan karena setelah terpisah dari permukaan yang dipanaskan, gelembung tersebut terkondensasikan oleh cair yang berada di atasnya karena temperatur cair di atas gelembung tersebut lebih rendah daripada temperatur gelembung. Ruang kosong yang ditinggalkan oleh gelembung yang bergerak naik akan diisi oleh cair yang berada di atasnya dan proses ini akan terus berulang. Pada daerah ini sebagian besar pertukaran kalor terjadi secara konveksi langsung yaitu

dari permukaan yang dipanaskan ke cair yang bergerak disekitar permukaan tersebut.



Gambar 2.6 Rezim *Natural Convection Boiling*

c. *Transition Boiling*

Kondisi ini biasa disebut juga dengan *film boiling* yang tidak stabil atau *partial film boiling*. Ketika ΔT_e dinaikan melebihi titik C, maka heat flux akan mengalami penurunan karena sebagian besar fraksi permukaan heater diselimuti oleh lapisan gelembung (*vapour film*) seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.7 dimana lapisan gelembung tersebut berperan sebagai insulasi dengan konduktivitas kalor yang lebih rendah daripada cair. Pada kondisi ini, baik *nucleat boiling* maupun *film boiling* terjadi secara parsial atau sebagian, dimana selanjutnya nucleat boiling pada titik C akan berubah seluruhnya menjadi film boiling pada titik D.



Gambar 2.7 Rezim *Transition Boiling*

d. *Film Boiling*

Pada kondisi ini permukaan heater seluruhnya telah diselubungi oleh film vapor yang stabil dan kontinyu seperti yang diilustrasikan pada gambar 2.8. sehingga pada titik D ini tercapai nilai minimum flux kalor (Leidenfrost). Pada rezim ini perpindahan kalor yang terjadi dari permukaan yang dipanaskan ke cair yaitu secara konduksi dan radiasi melalui lapisan gelembung uap (*film vapour*).

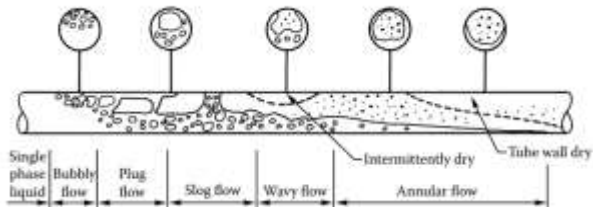


Gambar 2.8 Rezim *Film Boiling*

(Yunus A. Cengel, 2003)

2.2.2 *Flow Boiling* Pada Aliran Dua Fase

Flow boiling merupakan peristiwa perubahan fase pada aliran fluida dari *liquid* menjadi gas. Peristiwa *flow boiling* ini banyak terjadi pada alat penukar panas seperti: *boiler*, *evaporator*, dan lain-lain. Parameter utama dalam *flow boiling* adalah awal mula terjadinya *nucleate boiling*. Peristiwa *flow boiling* ini dapat dilihat pada fluida yang mengalir di dalam *tube* pada kondisi masukan *subcooled* dengan temperatur dinding diatas temperatur saturasi atau *heat flux* tetap seperti pada gambar 2.9



Gambar 2.9 Pola aliran pada *horizontal tube evaporator*

(Kakac, et al., 2012)

Beberapa literatur menyatakan bahwa terdapat beberapa kesamaan serta perbedaan antara *flow boiling* yang terjadi di dalam *tube horizontal* dan *tube vertical*. Hal ini disebabkan oleh pengaruh gaya gravitasi terhadap aliran fluida yang mengalir di dalam *tube*. Di dalam *tube horizontal*, terjadi stratifikasi aliran fluida di dalamnya. Pola aliran yang yang dapat diamati pada *horizontal tube* adalah *bubble flow*, *plug flow*, *slug flow*, *wavy flow*, *stratified flow*, dan *annular flow*.

1. *Bubbly flow*

Pada pola aliran ini, fasa gas atau uap tersebar sebagai gelembung diskrit (terputus-putus) pada fasa cair dengan ukuran kecil dimana gelembung uap tersebut bergerak menuju ke setengah bagian atas pipa.

2. *Plug flow*

Pada pola aliran ini gelembung gas atau uap besarnya kurang lebih mendekati besarnya diameter pipa. ujung dari gelembungnya mempunyai karakteristik bentuk seperti tutup yang berbentuk bola dan gas didalam gelembung dipisahkan dari dinding pipa dengan adanya penurunan lapisan cair secara perlahan-lahan.

3. *Strarified flow*

Pola aliran ini terjadi ketika kecepatan fasa cair dan gas rendah sekali.

4. *Wavy flow*

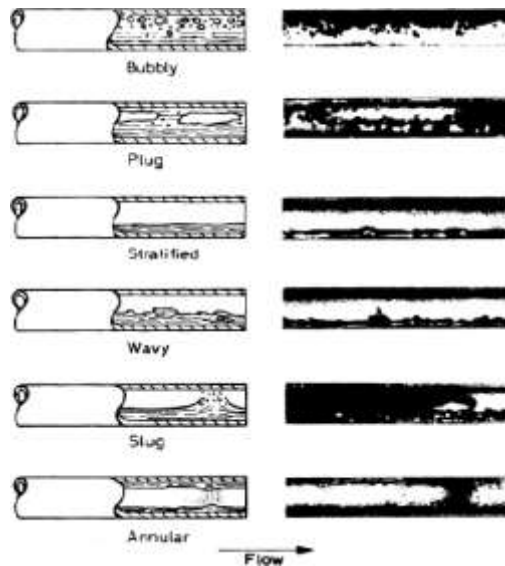
Pola aliran ini terjadi ketika kecepatan uap naik, dimana nantinya permukaan pemisah (*interface*) akan terganggu oleh gelombang yang bergerak pada arah alirannya.

5. *Slug flow*

Pola aliran ini terjadi ketika adanya kenaikan lebih lanjut kecepatan uap yang menyebabkan gelombang pada permukaan pemisah (*interface*) akan terbawa dalam bentuk busa yang disebarkan disepanjang kanal dengan kecepatan tinggi.

6. *Annular flow*

Pola aliran ini terjadi ketika kecepatan uap tinggi yang akan menyebabkan pembentukan inti gas dengan lapisan cair disekeliling selimut pipa. Lapisan cair tersebut mungkin tidak kontinyu disekeliling pipa tapi pada akhirnya akan kontinyu mengelilingi pipa dimana lapisan cair pada bagian bawah pipa akan lebih tebal.



Gambar 2.10 Pola Aliran Dua Fasa Pada Pipa Horizontal

(Collier & Thome, 1994)

2.3 Metode Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas Dua-Fase

Persamaan umum yang dapat digunakan untuk menghitung koefisien perpindahan panas peristiwa *flow boiling* dengan kualitas fluida rendah hingga tinggi adalah persamaan oleh Chen. Chen menggunakan pendekatan dengan melakukan perhitungan *convective* dan *nucleate boiling* secara terpisah dan kemudian dijumlahkan. Perumusan Chen dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$h_{TP} = h_{cb} + h_{nb} = h_{LO}F + h_pS \quad (2.4)$$

Dimana h_{LO} merupakan koefisien perpindahan panas dimana hanya fase *liquid* saja yang mengalir (pendekatan konveksi satu fase), dan h_p adalah koefisien *pool boiling* pada temperatur *superheat* dinding yang sama. F (faktor *boiling enhancement*)

merupakan faktor yang mempertimbangkan penambahan kecepatan akibat cairan-uap dan S (*suppression factor*) merupakan faktor yang mempertimbangkan pengurangan aktivitas gelembung akibat gradien temperatur yang berubah.

Dengan menggunakan data eksperimen dari berbagai sumber, Chen merumuskan nilai *convective boiling enhancement factor*, F , berdasarkan parameter Martinelli, X_{tt} :

$$\frac{1}{X_{tt}} = \frac{x}{(1-x)^{0.9}} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{0.1} \quad (2.5)$$

Kemudian *enhancement factor* dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan berikut untuk dicocokkan dengan kurva yang diusulkan oleh Chen:

$$\text{For } 1/X_{tt} \leq 0.1, F=1 \quad (2.6)$$

$$\text{For } 1/X_{tt} > 0.1, F=2.35 \left(0.213 + \frac{1}{X_{tt}} \right)^{0.736} \quad (2.7)$$

Selama proses penguapan terjadi, jumlah *liquid* di dalam *tube* akan berkurang dan h_{LO} juga akan berkurang. Jika diasumsikan bahwa koefisien perpindahan panas dari aliran fase *liquid*, h_{LO} , sebanding dengan peningkatan kecepatan pangkat 0.8 (dalam persamaan Dittus-Boelter), maka nilai dari F_o berhubungan dengan F dan kualitas x dengan persamaan:

$$F_o = F(1 - x) \quad (2.8)$$

Koefisien perpindahan panas *convection boiling*, h_{cb} , dapat diperoleh dengan mengalikan koefisien perpindahan panas *liquid*, h_{LO} , dengan *enhancement factor*, F_o . Untuk menyederhanakan perhitungan, h_{LO} dapat ditentukan secara konstan sepanjang *tube* dengan menggunakan persamaan Dittus-Boelter:

$$h_{LO} = Nu_{LO} k_l/d \quad (2.9)$$

Untuk mencari nilai Nu_{LO} dari aliran turbulen, maka dapat digunakan persamaan-persamaan Nusselt number dibawah ini:

Tabel 2.2 Persamaan *Nusselt Number* untuk Masing-Masing Kondisi

No.	Correlation	Remarks and Limitations
1	$Nu_b = \frac{(f/2)Re_b Pr_b}{1 + 8.7(f/2)^2 (Pr_b - 1)}$	<i>Based on three-layer turbulent boundary layer model, $Pr > 0.5$</i>
2	$Nu_b = 0.021 Re_b^{0.8} Pr_b^{0.4}$	<i>Based on data for common gases; recommended for Prandtl number = 0.7</i>
3	$Nu_b = \frac{(f/2)Re_b Pr_b}{1.07 + 12.7(f/2)^{1/2} (Pr_b^{2/3} - 1)}$	<i>Based on three-layer model with constants adjusted to match experimental data</i> $0.5 < Pr_b < 2000$ $10^4 < Re_b < 5 \times 10^6$
4	$Nu_b = \frac{(f/2)Re_b Pr_b}{1.07 + 9(f/2)^{1/2} (Pr_b - 1) Pr_b^{-1/4}}$	<i>Theoretically based; Webb found case 3 better at high Pr and this one the same at other Pr</i>
5	$Nu_b = 5 + 0.015 Re_b^m Pr_b^n$ $m = 0.88 - 0.24/(4 + Pr_b)$ $n = 1/3 + 0.5 \exp(-0.6 Pr_b)$	<i>Based on numerical results obtained for $0.1 < Pr_b < 10^4$, $10^4 < Re_b < 10^6$</i> <i>Within 10% of case 6 for</i>

$$Nu_b = 5 + 0.012Re_b^{0.87}(Pr_b + 0.29)$$

$Re_b > 10^4$
Simplified
correlation for
gases,

$$Nu_b = \frac{(f/2)(Re_b - 1000)Pr_b}{1 + 12.7(f/2)^{1/2}(Pr_b^{2/3} - 1)}$$

$0.6 < Pr_b < 0.9$
Modification of
case 3 to fit
experimental data
at low Re ($2300 < Re_b < 10^4$)

$$f = (1.58 \ln Re_b - 3.28)^{-2}$$

Valid for $2300 < Re_b < 5 \times 10^6$ dan
 $0.5 < Pr_b < 2000$

$$Nu_b = 0.0214(Re_b^{0.8} - 100)Pr_b^{0.4}$$

6

Simplified
correlation for
 $0.5 < Pr < 1.5$;
agrees with case 4
within -6% and
+4%

$$Nu_b = 0.012(Re_b^{0.87} - 280)Pr_b^{0.4}$$

Simplified
correlation for
 $0.5 < Pr < 500$;
agrees with case 4
within -10% and
+0% for $3 \times 10^3 < Re_b < 10^6$

7

$$Nu_b = 0.022Re_b^{0.8}Pr_b^{0.5}$$

Modified Dittus-
Boeltcorrelation
for gases ($Pr=0.5-1.0$); agrees with
case 6 within 0 to
4% for $Re_b > 5000$

Koefisien perpindahan panas *convection boiling* dapat ditentukan dengan :

$$h_{cb} = F_o h_{LO} \quad (2.10)$$

Dimana F_o merupakan *enhancement factor* dengan variasi kualitas aliran fluida.

Pada kualitas uap rendah, *enhancement factor* akibat *nucleate boiling* harus diperhitungkan. Persamaan Chen untuk *nucleate boiling* adalah sebagai berikut:

$$h_{nb} = 0.00122 \frac{k_l^{0.079} C_{PL}^{0.45} \rho_L^{0.49} S \theta_B^{0.24} D p_v^{0.75}}{s^{0.5} m_L^{0.29} (i_{lg} \rho_g)^{0.24}} \quad (2.11)$$

Dimana S merupakan *suppression factor* yang bergantung pada *Reynold number* aliran dua fase:

$$S = \frac{1}{1 + 2.53 \times 10^{-6} (Re_{TP})^{1.17}} \quad (2.11)$$

Dan

$$\theta_B = \Delta T_{sat} = T_w - T_s \quad (2.12)$$

Dimana θ_B merupakan temperatur *superheat* dinding, T_s merupakan temperatur saturasi, dan T_w merupakan temperatur dinding. *Reynold number* dua fase dapat dihitung dengan persamaan:

$$Re_{TP} = (\dot{m} d / \mu_l) (1 - x) F^{1.25} \quad (2.13)$$

Dimana Δp_v dapat dituliskan dengan persamaan Clapeyron sebagai:

$$\Delta p_v = \Delta T_s i_{lg} \rho_v / T_s \quad (2.14)$$

Pendekatan Shah digunakan untuk mengitung koefisien perpindahan panas dari *flow boiling* melalui pipa berdasarkan 4 paramater tidak berdimensi, Fr_L (*Froude number*), Co (*convection number*), Bo (*boiling number*), dan F_o (*enhancement factor*).

Parameter tidak berdimensi ini menggambarkan karakteristik aliran dan digunakan untuk memperkirakan pengaruh konveksi dua fase pada perpindahan panas saat terjadi pendidihan

Froude number didefinisikan sebagai:

$$Fr_L = \frac{G^2}{\rho_l^2 g d_i} \quad (2.15)$$

Dan menentukan apakah efek stratifikasi berpengaruh besar atau tidak. Bilangan Froude lebih besar dari 0.04 ($Fr_L > 0.04$) menandakan bahwa efek stratifikasi dapat diabaikan dan gaya inersia lebih dominan dibanding gaya gravitasi. Untuk bilangan Froude rendah, metode Shah direkomendasikan karena mempertimbangkan adanya efek stratifikasi. Untuk $Fr_L < 0.04$, faktor koreksi K_{FR} digunakan:

$$K_{FR} = (25Fr_L)^{-0.3} \quad (2.16)$$

Jika nilai $Fr_L > 0.04$, $K_{FR} = 1$ untuk *horizontal tube* maupun dengan kemiringan sedangkan $K_{FR} = 1$ untuk *vertical tube* dimana tidak ada *liquid deficiency*.

Convection number, C_o , didefinisikan sebagai:

$$C_o = [(1 - x)/x]^{0.8} (\rho_v/\rho_l)^{0.5} K_{FR} \quad (2.17)$$

Dengan penambahan faktor pengkali dari Shah untuk memperhitungkan efek stratifikasi untuk *horizontal tube* bila dibutuhkan.

Boiling number, B_o , didefinisikan sebagai:

$$B_o = q'' / \dot{m} i_{lg} \quad (2.18)$$

Boiling number menentukan pengaruh peningkatan nilai koefisien perpindahan panas dua fase akibat *nucleate boiling*. *Heat flux*, q'' , adalah nilai estimasi awal dan i_{lg} merupakan kalor laten proses

penguapan. Boiling number kurang dari 1.9×10^{-5} menunjukkan bahwa tidak ada pengaruh proses nukleasi terhadap peningkatan koefisien konveksi dua fase.

Enhancement factor, F_o , bergantung pada karakteristik pendidihan. *Enhancement factor* merupakan rasio antara perpindahan panas untuk aliran dua fase dengan aliran fase cair saja:

$$F_o = h_{TP}/h_{LO} \quad (2.19)$$

Untuk *convection boiling* murni yang terjadi pada kualitas uap tinggi, dan *boiling number* rendah, *convection boiling number* dapat ditentukan dengan persamaan :

$$F_{cb} = 1.8C_o^{-0.8} \quad C_o < 1.0 \quad (2.20)$$

Dan untuk kualitas uap lebih rendah, dimana $C_o > 1.0$,

$$F_{cb} = 1.0 + 0.8 \exp[1 - (C_o)^{0.5}] \quad C_o > 1.0 \quad (2.21)$$

Dimana $F = F_{cb}$, dan disubstitusikan kedalam persamaan 2.10, maka F_o , *enhancement factor* pada kualitas yap yang bervariasi dapat ditentukan.

Pada fenomena *nucleate boiling* dengan $B_o > 1.9 \times 10^{-5}$ untuk kualitas uap sangat rendah, maka *nucleate boiling factor* dapat ditentukan dengan persamaan:

$$F_{nb} = 231B_o^{0.5} \quad C_o > 1.0 \quad (2.22)$$

Dimana efek *nucleate boiling* dominan dan $F = F_{nb}$ pada persamaan 2.10.

Pada kualitas uap tinggi, dan $0.02 < C_o < 1.0$, efek kombinasi *nucleate* dan *convective boiling* diperhitungkan dan *enhancement factor* dapat ditentukan dengan persamaan:

$$F_{cnb} = F_{nb}(0.77 + 0.13F_{cb}) \quad (2.23)$$

yang mana dikembangkan secara empiris oleh Smith dari data eksperimen Shah.

Jika terjadi kombinasi antara *nucleate* dan *convective boiling* maka *enhancement factor*, F , ditentukan dengan menentukan memilih nilai terbesar dari F_{nb} untuk $C_o > 1.0$. Sebagai alternatif, nilai terbesar dari F_{cnb} dan F_{cb} untuk $0.02 < C_o < 1.0$ akan digunakan untuk F dalam persamaan 2.8.

(Kakac, et al., 2012)

2.3.1 Metode Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas Dua-Fase dengan Pertimbangan *Convection Boiling Murni*

Metode untuk menghitung koefisien perpindahan panas dua fase, h_{TP} , dengan kondisi *convection boiling* murni:

1. Menghitung koefisien perpindahan panas dari fase *liquid* saja, h_{LO}
2. Menentukan *convection number*, C_o , pada kualitas uap tertentu
3. Menentukan *convection boiling factor* pada C_o terkait dengan menggunakan persamaan 2.18 dan 2.19.
4. Menentukan *enhancement factor*, F_o , dengan menggunakan F yang tepat pada persamaan 2.20, 2.21, dan 2.22.
5. Koefisien *convection boiling heat transfer* untuk aliran di dalam *tube* dihitung menggunakan persamaan 2.10

Untuk memeriksa validitas dari asumsi bahwa tidak terjadi *nucleate boiling*, temperatur dinding untuk ONB, T_{WONB} dapat ditentukan dengan persamaan oleh Davis dan Anderson:

$$T_{WONB} = \left(\frac{8\sigma q'' T_s}{k_l \Delta h_v \rho_v} \right)^{1/2} + T_s \quad (2.24)$$

Heat flux, q'' , didefinisikan sebagai:

$$q'' = U(T_H - T_s) \quad (2.25)$$

Dimana T_H merupakan temperatur dari fluida pemanas dan T_s merupakan temperatur fluida saturasi. U adalah keseluruhan koefisien perpindahan panas.

Temperatur dinding, T_w , dapat dihitung dengan menggunakan *heat flux* dan koefisien perpindahan panas dua fase:

$$T_w = \frac{q''}{h_{cb}} + T_s \quad (2.26)$$

Dimana h_{cb} dalam kasus *convection boiling* murni sama dengan koefisien dua fase, h_{TP} .

Jika $T_{wONB} > T_w$, maka *nucleate boiling* dapat diabaikan dan asumsi benar. Namun apabila $T_w > T_{wONB}$, maka *nucleate boiling* harus diperhitungkan dan perhitungan merupakan gabungan antara *nucleate* dan *convective boiling*.

(Kakac, et al., 2012)

2.3.2 Metode Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas Dua-Fase dengan Kombinasi *Convection Boiling* dan *Nucleation Boiling*

Langkah-langkah menghitung koefisien *flow boiling* pada kondisi *convection* dan *nucleation boiling* adalah sebagai berikut:

1. Menghitung *heat flux*, q'' , dengan asumsi tidak ada *nucleate boiling* seperti pada sub-bab 2.3.2.
2. Untuk menentukan apakah terjadi peningkatan akibat *nucleate boiling* signifikan, maka *boiling number*, Bo , harus dihitung terlebih dahulu. Jika $Bo < 1.9 \times 10^{-5}$, *nucleate boiling* dapat diabaikan dan langkah selanjutnya tidak dilanjutkan. Jika tidak, maka *nucleate boiling* harus diperhitungkan.

3. Tentukan *enhancement factor* dari *nucleate boiling*, F_{nb} atau F_{cnb} , dengan menggunakan persamaan 2.24 atau persamaan 2.23, berturut-turut
4. Kemudian *boiling heat transfer coefficient* pada kualitas 0 dapat ditemukan dengan persamaan berikut:

$$h_{vo} = F_{nb} h_{LO} \quad (2.27)$$

5. *Enhancement factor* pada kualitas uap yang berbeda, x , untuk $Co > 1.0$ dapat ditentukan dengan membuat F pada persamaan 2.22 sama dengan atau lebih besar dari F_{nb} atau F_{cb} yang digunakan pada persamaan 2.24 dan 2.23 berturut-turut. Untuk $F_{cb} > F_{nb}$ dengan nilai awal dari q yang mana *nucleate boiling* diabaikan merupakan asumsi yang benar dan peningkatan akibat nukleasi dapat diabaikan. Jika F_{nb} lebih besar, maka *heat flux* dengan nilai lebih akurat harus dihitung. Jika $0.02 < Co < 1.0$, lalu *enhancement factor* lebih besar dari F_{cnb} atau F_{cb} dimana F_{cnb} dihitung menggunakan persamaan 2.24 dan F_{cb} dihitung dengan menggunakan persamaan 2.21. Untuk $F_{cnb} > F_{cb}$, nilai *heat flux* lebih akurat, q'' , harus dihitung untuk *nucleation enhancement effect* dengan *enhancement factor* yang baru, $F = F_{cnb}$. Jika tidak, *nucleation boiling enhancement* diabaikan.

(Kakac, et al., 2012)

2.4 Software GAMBIT

GAMBIT (*Geometry And Mesh Building Intelligent Toolkit*) merupakan *Software* yang dapat digunakan untuk membuat konstruksi geometri dari permodelan CFD serta membuat *mesh* dari geometri tersebut. Geometri maupun *mesh* yang dibentuk dapat dibuat dalam kondisi 2 dimensi maupun 3 dimensi. File geometri serta *mesh* yang telah dibuat dapat di ekspor ke dalam file .msh/.dbs yang nantinya akan disimulasikan oleh aplikasi Fluent.

2.5 Software FLUENT

FLUENT adalah paket perangkat lunak *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* GAMBIT. Salah satu contoh dari hasil simulasi CFD dapat dilihat pada gambar 2.4 yang membentuk profil kualitas uap di sepanjang *horizontal tube*

(H. K. Versteeg, 1995)

2.5.1 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 diantaranya:

Tabel 2.3 Pemodelan Aliran *Viscous* Pada *Software* Fluent

<i>Viscous Model</i>	Deskripsi
<i>Spalart-Allmaras Model</i>	Merupakan model turbulensi satu persamaan yang relatif mudah untuk menyelesaikan persamaan fluida untuk viskositas <i>turbulent</i> . Model didesain untuk digunakan pada masalah <i>aerospace</i> yang melibatkan <i>wall-bounded flows</i> dan

	mampu menunjukkan hasil yang baik untuk <i>boundary layer</i> yang dipengaruhi oleh <i>adverse pressure gradient</i> . Efektif untuk model dengan <i>Reynold Number</i> rendah, ukuran <i>mesh</i> yang besar, dan tidak memerlukan akurasi perhitungan aliran <i>turbulent</i> .
<i>Standar k-ε Model</i>	Merupakan model turbulensi 2 persamaan ‘lengkap’ paling sederhana yang mampu menentukan kecepatan <i>turbulent</i> dan skala panjang secara independen. Model ini dapat digunakan untuk menyelesaikan permasalahan <i>heating</i> , <i>buoyancy</i> , dan <i>compressibility</i> . Lebih cocok untuk model dengan RE tinggi. Namun, model ini tidak cocok untuk aliran kompleks yang meliputi <i>strong stream curvature</i> dan separasi.
<i>RNG k-ε Model</i>	Salah satu kelompok dari permodelan <i>k-ε</i> model dimana ada penambahan istilah ϵ dalam persamaan di dalamnya yang mampu meningkatkan akurasinya untuk pemodelan dengan masalah <i>strained flows</i> . Selain itu <i>RNG k-ε Model</i> juga cocok untuk model dengan RE rendah dan aliran yang memiliki efek <i>swirling</i> .
<i>Realizable k-ε Model</i>	<i>k-ε Model</i> ini memenuhi beberapa Batasan matematis dari <i>Reynold stress</i> . Model <i>realizable</i> secara akurat dapat memprediksi laju penyebaran baik planar maupun jets melingkar. <i>Realizable k-ε Model</i> juga baik

	dalam menyelesaikan masalah aliran fluida rotasi, <i>adverse pressure gradients</i> yang besar dan masalah-masalah resirkulasi.
<i>Standard k-ω Model</i>	Permodelan ini dapat digunakan untuk menyelesaikan masalah dengan RE rendah, aliran <i>compressible</i> , dan <i>shear flow spreading</i> . Permodelan ini juga dapat menampilkan transisi aliran <i>laminar</i> menuju aliran <i>turbulent</i> .
<i>SST k-ω Model</i>	<i>k-ω Model</i> ini mampu secara akurat mampu meformulasikan daerah dekat dengan dinding pada fluida yang mengalir. <i>SST k-ω Model</i> ini lebih akurat dan dapat diandalkan untuk peristiwa-peristiwa seperti: aliran dengan <i>adverse pressure gradient</i> , <i>airfoils</i> , <i>transonic shock wave</i> , dan lain-lain dibanding <i>standard k-ω Model</i> .
<i>Reynold Stress Model (RSM)</i>	Merupakan model turbulensi yang paling teliti dalam FLUENT. Model ini mendekati persamaan Reynold-averaged Navier-Stokes dengan menyelesaikan persamaan <i>transport</i> untuk tegangan Reynold dengan persamaan laju disipasi. Model ini menggunakan persamaan <i>transport</i> lebih banyak dibandingkan persamaan <i>turbulent</i> lainnya. Model ini juga dapat memberikan

	hasil perhitungan lebih akurat untuk aliran kompleks.
<i>Large Eddy Simulation</i>	<i>Large Eddy Simulation</i> merupakan pendekatan antara RANS dengan DNS. Model ini memerlukan ukuran <i>mesh</i> 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.

Dari penjelasan tersebut maka viscous model untuk analisa *boiling* pada *evaporator* menggunakan *Realizable k-ε Model* untuk mengamati proses *flow regimes*.

(ANSYS, Inc, 2012)

2.5.2 Pressure Velocity Coupling Method

Tekanan dan kecepatan memiliki hubungan yang kuat di dalam persamaan momentum. Sesuai dengan kaidah konservasi energi, energi yang dimiliki oleh aliran terdiri dari energi kinetik (kecepatan) dan energi potensial (tekanan). Ketika aliran harus melalui lintasan yang lebih panjang, kecepatannya akan meningkat. Sebagai konsekuensinya, tekanan statis fluida akan menurun. Untuk aliran kompresibel, distribusi tekanan didapatkan dari persamaan kontinuitas (konservasi masa) yang mengandung densitas. Densitas berhubungan langsung dengan tekanan dan temperatur dalam persamaan gas ideal atau gas riil, $p = f(\rho, T)$. Untuk aliran inkompresibel, densitas fluida sifatnya konstan dan persamaan kontinuitas hanya merupakan fungsi dari kecepatan. Karena nilai tekanan lokal sangat tergantung pada nilai kecepatan lokal dan hubungan kecepatan dan tekanan di dalam persamaan momentum agak lemah. Karena itu proses “coupling”

kecepatan dan tekanan sangat diperlukan. Dalam komputasi fluida proses ini dikenal sebagai “ Pressure-velocity coupling”. Ada beberapa metode coupling yang umum dipakai, yaitu: SIMPLE, SIMPLER, SIMPLEC and Pressure Implicit with Splitting of Operator (PISO).

a. SIMPLE (*Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equation*)

SIMPLE merupakan metode yang menggunakan hubungan antara kecepatan dan tekanan untuk mendapatkan nilai konservasi massa dan nilai bidang tekan (Ansys User Guide,2013). Dalam metode ini persamaan kecepatan dikoreksi untuk menghitung satu set baru fluks konservatif. Persamaan momentum yang telah terdiskritisasi diselesaikan secara implisit dan koreksi kecepatan diselesaikan secara eksplisit.

SIMPLE memasukkan nilai prakiraan awal kecepatan dan tekanan (nilai u^* , v^* , p^* and ϕ^* yang diberikan dari *initial guess*) ke dalam persamaan momentum untuk mendapatkan prakiraan kecepatan baru (u^* , v^*). Prakiraan kecepatan baru kemudian dimasukkan ke persamaan kontinuitas. Proses ini akan menghasilkan koreksi tekanan (p'). Selanjutnya, kecepatan, tekanan terkoreksi dan nilai awal skalar lainnya (ϕ^*) dimasukkan ke persamaan transport untuk mendapatkan skalar yang baru (ϕ). Hasil estimasi ini dimasukkan lagi ke persamaan kontinuitas dan proses ini diulang sampai hasilnya konvergen.

b. SIMPLER (*Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equation-Consistent*)

SIMPLER singkatan dari Revised SIMPLE yang pertama kali diajukan oleh Patankar (1980). Metode ini merupakan kebalikan dari metode SIMPLE, dimana prakiraan awal kecepatan dan tekanan dimasukkan ke persamaan momentum untuk mendapatkan revisi nilai prakiraan kecepatan baru.

Selanjutnya prakiraan kecepatan baru dimasukkan ke persamaan kontinuitas untuk mendapatkan koreksi tekanan. Metode ini merupakan prosedur numerik yang biasa digunakan dalam CFD untuk memecahkan persamaan Navier Stokes. Metode SIMPLEC digunakan untuk mencegah efek *dropping velocity* dan faktor koreksi lainnya.

c. SIMPLEC

SIMPLEC adalah suatu metode perbaikan dari simple dimana untuk beberapa macam kasus yang lebih kompleks maka lebih baik digunakan simplec daripada simple, contohnya pada aliran turbulen kompleks dimana terdapat berbagai macam model fisik dan dibatasi oleh pressure-velocity coupling maka simplec akan mendapat hasil konvergensi yang lebih baik daripada simple. Metode simplec sebenarnya hampir sama dengan simple, dimana perbedaannya terletak pada persamaan factor koreksi yang ternyata mampu mempercepat terjadinya konvergensi.

d. PISO (*Pressure Implicit with Splitting of Operator*)

PISO merupakan suatu metode pressure-velocity coupling dengan derajat yang lebih tinggi daripada simple dan simplec. Salah satu hal yang menjadi batasan dari simple dan simplec adalah kecepatan yang baru dan flux yang sesuai tidak begitu memuaskan atau sesuai dengan keseimbangan momentum setelah persamaan pressure-corection diselesaikan, sehingga perhitungan harus diulang sampai didapatkan keseimbangan momentum yang memuaskan. Dan untuk mengatasi hal ini serta untuk meningkatkan efisiensi perhitungan maka metode PISO menambahkan dua buah koreksi lagi yaitu: *Neighbour Correction*.

Tujuan utama dari metode PISO adalah untuk menghilangkan perhitungan berulang-ulang yang dibutuhkan oleh metode simple dan simplec pada saat tahap penyelesaian *pressure-correction equation*. Setelah satu atau lebih loop PISO tambahan kecepatan yang didapat lebih memuaskan untuk keseimbangan momentum. Iterasi ini disebut *momentum*

correction atau *neighbour correction* . Pada metode PISO akan dibutuhkan lebih banyak waktu per iterasinya tetapi dibutuhkan lebih sedikit jumlah iterasi untuk mencapai konvergensi, terutama untuk problem *transient*.

(Ikhwan, 2018)

Dari penjelasan tersebut, maka *Pressure Velocity Coupling* yang sesuai dengan proses pada simulasi transient dengan iterasi kompleks adalah menggunakan metode PISO.

2.5.3 Model *Multiphase*

Pemodelan *multiphase* yang terdapat di *software* Fluent 18.0 adalah sebagai berikut.

1. Metode VOF (*Volume of Fluid*)

Model VOF dapat memodelkan dua atau lebih fluida tak tercampur dengan menggunakan satu set persamaan momentum dan melihat *tracking* dari *volume fraction* dari masing-masing fluida yang melewati domain. Metode ini dapat digunakan untuk memprediksi pemisahan fluida di jet, pergerakan gelembung didalam cairan, pergerakan fluida setelah melewati lubang, dan tracking dari liquid-gas interface.

2. Metode *Mixture*

Model *Mixture* adalah sebuah model multithipase yang disederhanakan yang dapat digunakan untuk memodelkan aliran multithipase dimana masing-masing fase berpindah dalam kecepatan yang berbeda. Model *Mixture* dapat memodelkan n-phase (fluida atau partikel) dengan menggunakan persamaan momentum, kontinuitas, energi (untuk *mixture*), persamaan *volume fraction* (untuk fase sekunder), dan persamaan aljabar (untuk kecepatan relatif).

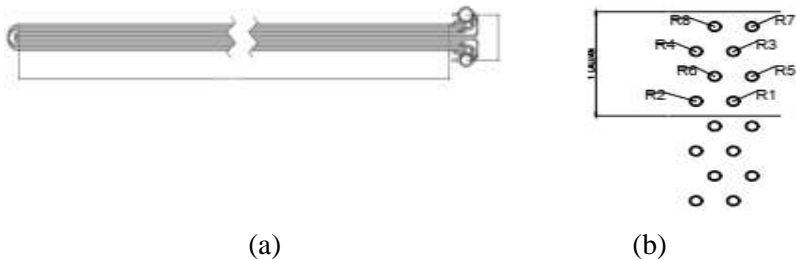
3. Metode Eulerian

Metode eulerian mengijinkan untuk memodelkan fase yang berinteraksi secara terpisah. Persamaan eulerian digunakan untuk setiap fase, sedangkan persamaan eulerian-lagrangian digunakan untuk memodelkan fase diskrit.

(Fluent, Inc. , 2006)

Dari penjelasan tersebut, untuk melihat pola aliran pada saat terjadinya proses evaporasi, metode *Volume of Fluid* adalah yang paling cocok digunakan dikarenakan metode ini cocok untuk meneliti 2 macam fluida yang memiliki perbedaan densitas yang besar.

2.6 Geometri Evaporator



Gambar 2.11 *Horizontal Evaporator* (a) Bentuk *Evaporator* (b) *Susunan Tube*

Adapun informasi yang berkaitan dengan *evaporator* pada *Heat Recovery Steam Generator* Pembangkit Listrik Tenaga Gas dan Uap PT. PJB UP Gresik adalah sebagai berikut:

Material <i>Tube</i>	: ST 37-8
Jumlah <i>Tube</i>	: 312

Panjang Tube	: 14000 mm
Outside Diameter Tube	: 31,8 mm
Inside Diameter Tube	: 25,4 mm

2.7 Fluida Kerja

Pada penelitian ini, fluida kerja yang digunakan adalah air (*feed water*). Adapun informasi yang berkaitan dengan fluida kerja adalah sebagai berikut:

Tabel 2.4 *Properties* Fluida Kerja

Water P = 107.9 bar T sat = 316.7 °C				
Properties	Water Liquid		Water Vapor	
Komposisi Kimia	H ₂ O		H ₂ O	
Density	729.43	kg/m ³	0.5542	kg/m ³
Cp (Spesific Heat)	4182	J/kgK	2014	J/kgK
Thermal Conductivity	0.6	W/mK	0.0261	W/mK
Viscosity	0.002708	kg/ms	1.34e-05	kg/ms
Molecular Weight	18.0152	kg/kmol	18.01534	kg/kmol
Standard State Enthalpy	-2.8 e+08	J/kgmol	-2.4 e+08	J/kgmol
Surface Tension	0.05901	N/m	0.05901	N/m

2.8 Penelitian Terdahulu

2.8.1 Penelitian Sandra C.K (2008)

Modeling The Evaporation of a Hydrocarbon Feedstock in The Convection Section of a Steam Cracker

Penelitian yang dilakukan oleh Sandra C.K dkk. (2008) mengenai “*Modeling The Evaporation of a hydrocarbon feedstock in the convection section of a steam cracker*” bertujuan untuk melihat fenomena fisik proses evaporasi pada *hydrocarbon feedstock*. Geometri yang digunakan adalah 3-D *U-Tube* dengan panjang 11.3 m dan diameter 0.0525 m. Ada empat *passes* yang dihubungkan oleh dua *vertical bend* dan satu *horizontal bend*. *Horizontal bend* berada diantara *pass* kedua dan ketiga. Setelah dilakukan *meshing*, terdapat total 1.993.648 sel heksahedral. Fluida kerja yang mengalir adalah *gasoil* dengan *properties* seperti pada tabel 2.5.

Tabel 2.5 *Physical Properties of Gasoil-Liquid and Gasoil-Vapor*

<i>Properties</i>	<i>Gasoil-Liquid</i>	<i>Gasoil-Vapor</i>
<i>Density</i> (kg/m ³)	649	9.6
<i>Heat Capacity</i> (kJ/kg.K)	2.399	2.069
<i>Viscosity</i> (Pa.s)	0.00332	7x10 ⁻⁶

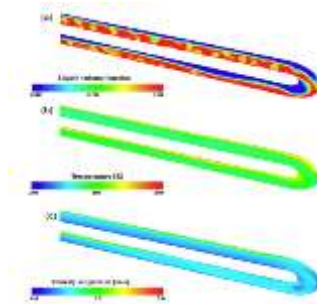
Simulasi dilakukan pada kondisi *transient* dengan pemodelan *Multiphase Volume of Fluid*. *Gasoil-liquid* memasuki *tube* pada temperatur 350 K dan dengan laju masa aliran 0.729 kg/s. Temperatur fluida di sisi *inlet* diatur pada 380 kPa. Nilai *heat flux* pada dinding tiap-tiap *tube* ditentukan seperti pada tabel 2.6.

Tabel 2.6 Nilai *Heat Flux* Pada Dinding Setiap *Horizontal Tube*

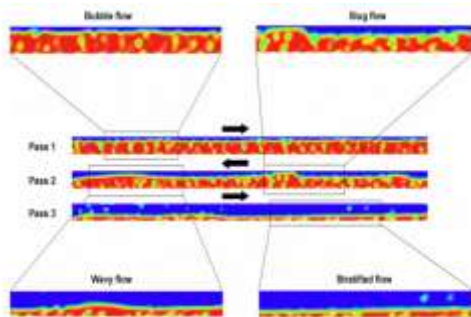
<i>Tube</i>	<i>Heat Flux (kW/m²)</i>
<i>Tube 1</i>	44.2
<i>Tube 2</i>	33.5
<i>Tube 3</i>	33.5
<i>Tube 4</i>	30.6

Time step yang digunakan pada penelitian ini adalah 0.001 s dengan menggunakan algoritma PISO untuk *pressure-velocity coupling* dan skema kalkulasi *second order upwind* digunakan untuk menentukan momentum, *volume fraction*, dan energi. Ketika simulasi *transient* dimulai, 'fresh' *gasoil-liquid* dengan temperatur masukan 350 K memasuki *heat exchanger tube*. Selama mengalir di sepanjang *tube*, fluida ini dipanaskan. Saat *boiling temperature* (380 K) tercapai, proses evaporasi terjadi. Fase *vapor* memiliki kecepatan yang lebih tinggi dibanding fase *liquid*. Hal ini mempengaruhi aliran dan kontur temperatur awal untuk fase *gasoil-liquid*. Setelah simulasi 14.67 s dari *real time (residence time)*, hasil simulasi sudah dapat diambil.

Hasil simulasi yang ditampilkan berupa kontur *volume fraction*, temperatur, dan kecepatan pada *U-Tube* serta kontur *volume fraction* pada setiap *tube pass*.



Gambar 2.12 Proses *Flow Boiling* di *Heat Exchanger Tube*



Gambar 2.13 Kontur *Volume Fraction* dari Aliran *Gasoil-Liquid* di *Steam Cracker* (Merah = *Gasoil Liquid*, Biru = *Gasoil Vapor*)

2.8.2 Penelitian Gao L. (2012)

The Numerical Simulation of Flow and Boiling Heat Transfer of Two Phases in Horizontal Tube

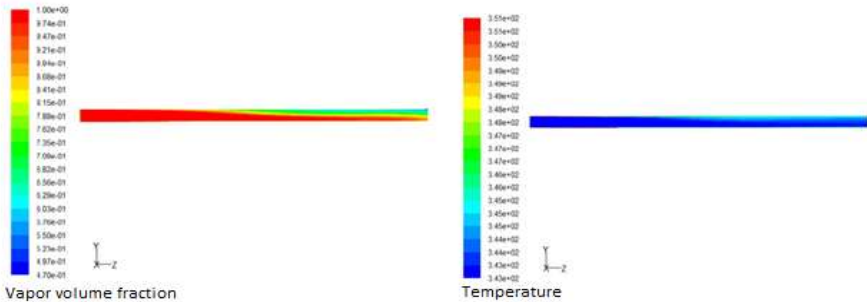
Penelitian yang dilakukan oleh Gao L. dkk, (2012) bertujuan untuk melihat pengaruh dari kecepatan dan *heat flux* terhadap fenomena *flow boiling* dua fase yang terjadi di dalam *tube* dengan menggunakan metode numerik dengan aplikasi GAMBIT dan FLUENT. Simulasi dilakukan dengan membuat pemodelan geometri dan pembuatan *mesh* dengan *Software* GAMBIT. Geometri *tube* dibuat dengan ukuran panjang 1m dan diameter 33mm secara tiga dimensi. *Boundary condition* yang digunakan dalam penelitian ini antara lain: *velocity inlet* (*inlet boundary*) dengan kecepatan 1 m/s , 1.25 m/s , 1.5 m/s , 1.75 m/s , 2 m/s dengan temperatur *inlet* 343K, *Outflow* (*exit boundary*), dan temperatur dinding *tube* tetap (*Wall condition*) dengan temperatur 351K, 359K, 367K.

Nilai koefisien perpindahan panas konveksi didapat dengan menggunakan persamaan Rohsenow, yaitu:

$$h = \frac{q''}{T_w - T_s}$$

dimana q'' merupakan *wall heat flux* yang diekstrak dari *Software* FLUENT. T_w merupakan temperatur dinding yang nilainya telah ditentukan saat simulasi dan T_s merupakan tempertaur rata-rata fluida yang nilainya diekstrak dari *Software* FLUENT.

Dari penelitian ini, didapat hasil bahwa performa perpindahan panas akan meningkat seiring dengan peningkatan kecepatan. Oleh karena itu, debit aliran fluida yang besar harus

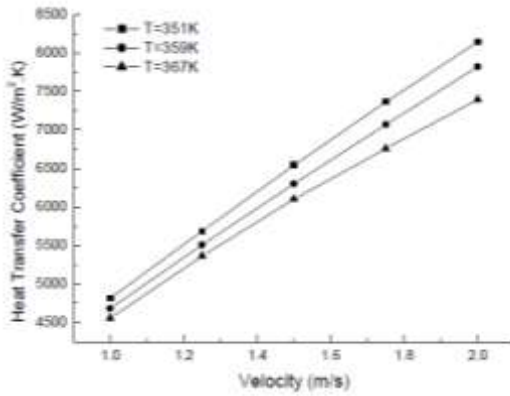


dijaga agar performa perpindahan panas semakin baik. Temperatur *superheat* dari dinding juga menjadi faktor utama yang memengaruhi perpindahan panas di dalam *tube horizontal*. Ketika temperatur *superheat* dinding meningkat, perbedaan temperatur antara bagian atas dan bawah dinding semakin besar. Hal ini bukan hanya memberikan *thermal stress* namun juga mengurangi intensitas metal. Oleh karena itu, ketika kecepatan konstan, mengurangi temperatur dinding *superheat* menyebabkan *boiling heat transfer* semakin baik

(a)

(b)

Gambar 2.14 (a) Distribusi *Vapor-Liquid* di Dalam *Tube*
(b) Kontur Temperatur dari Fluida Campuran di Dalam *Tube*

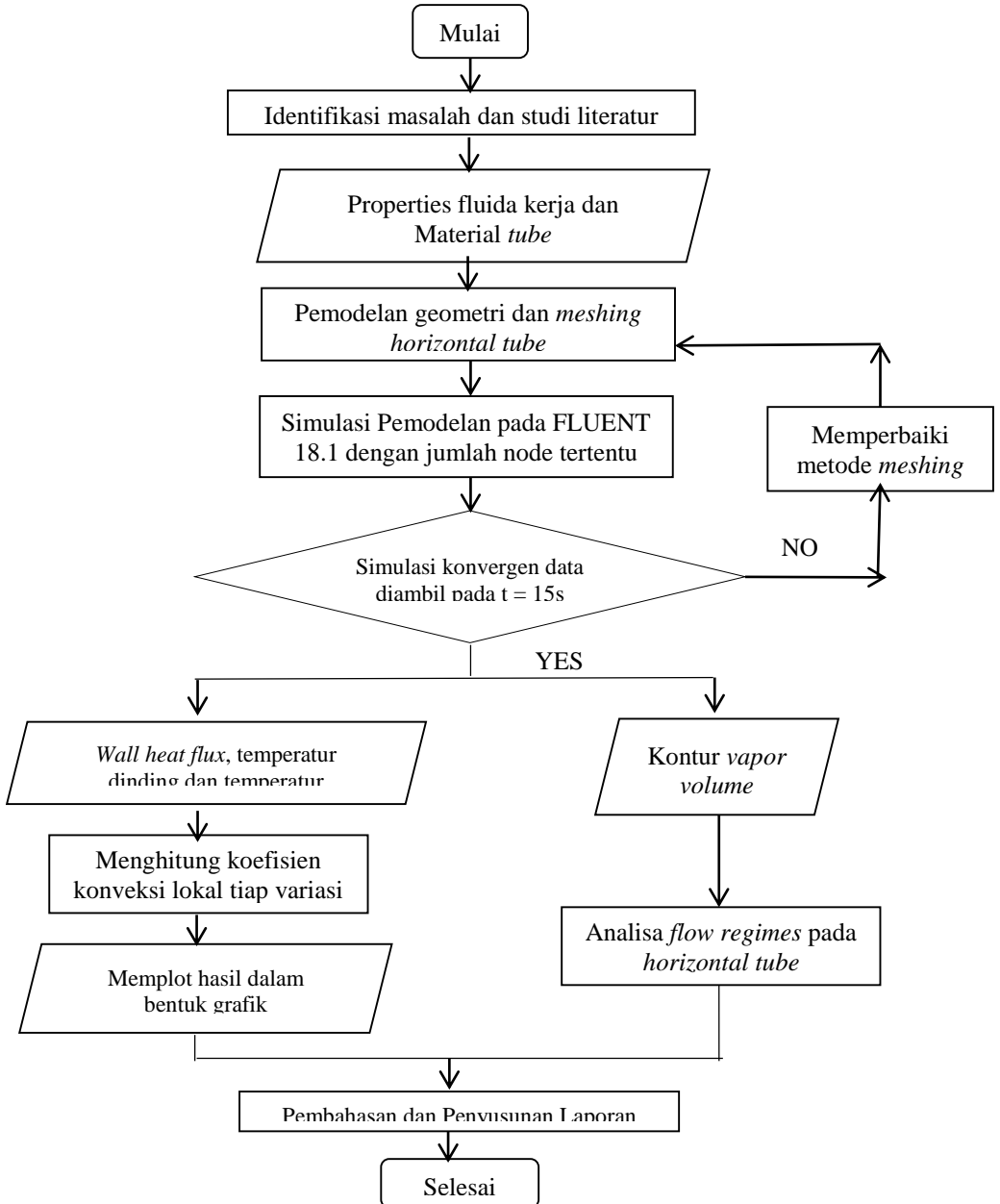


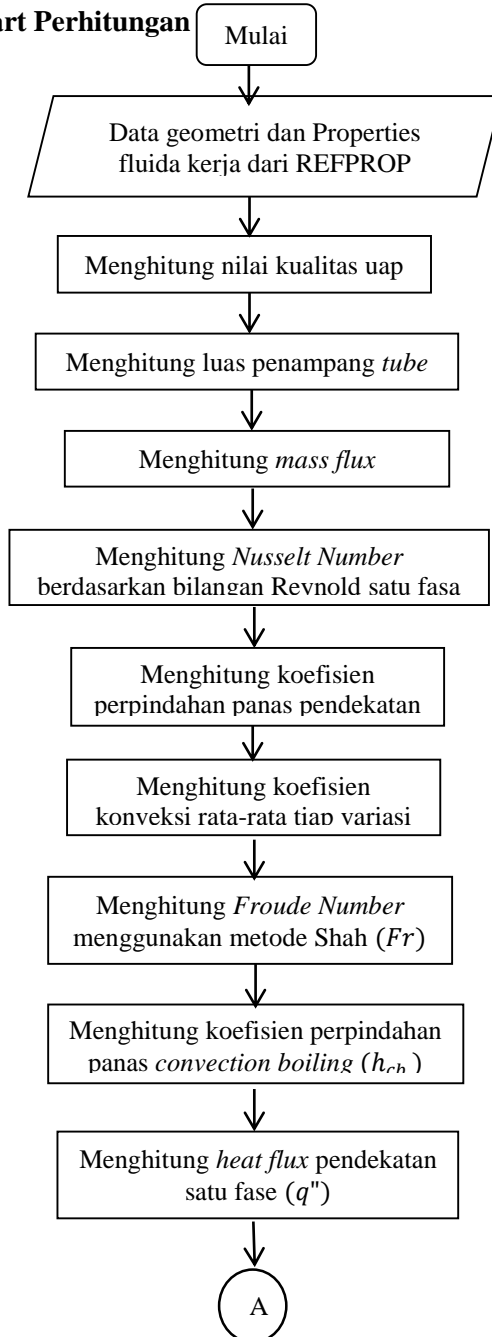
Gambar 2.15 Kurva Koefisien Perpindahan Panas Terhadap Kecepatan Dengan Variasi Temperatur *Superheat*

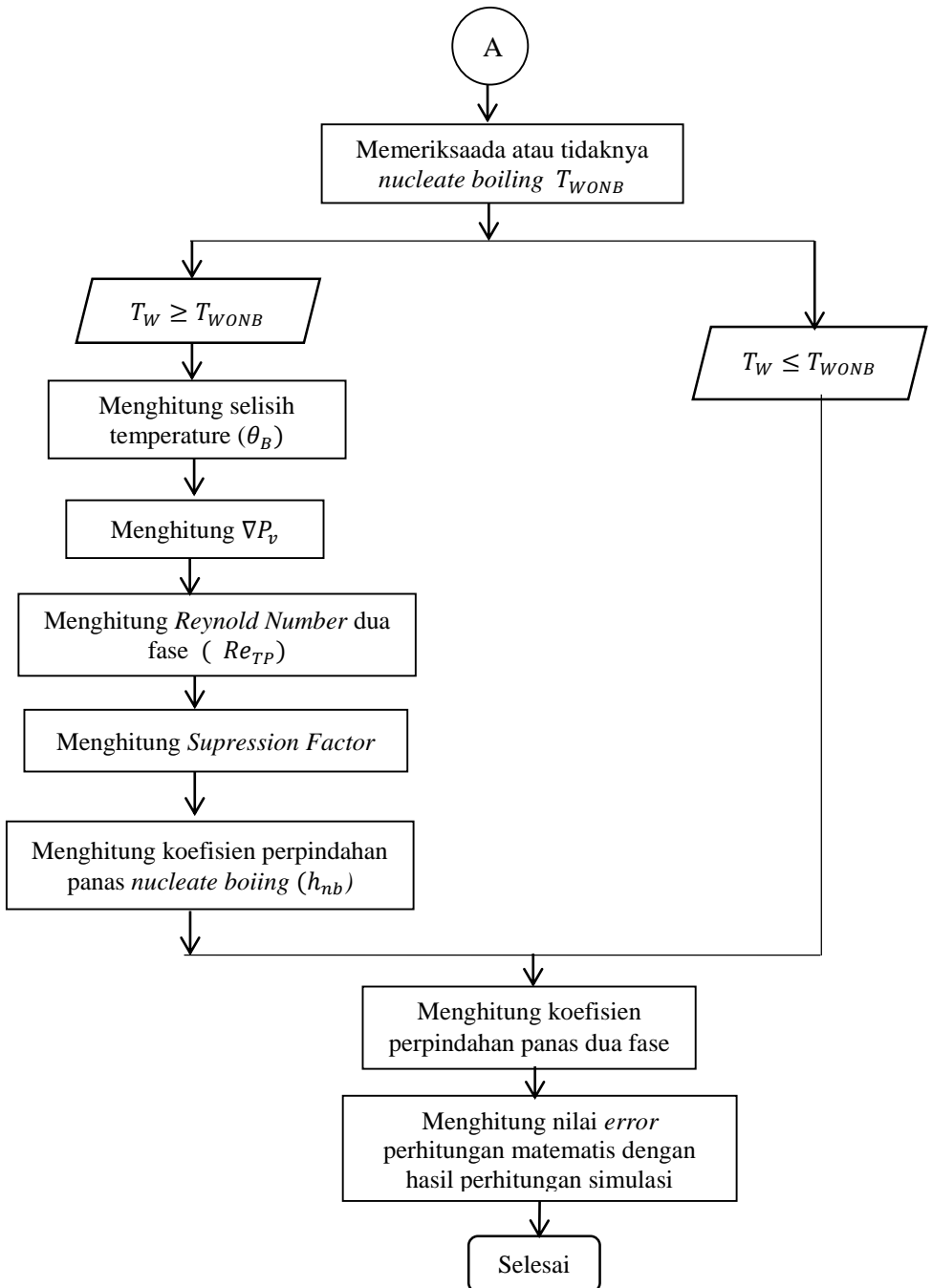
“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB III METODE PENELITIAN

3.1 Flowchart Penelitian



3.2 Flowchart Perhitungan



3.3 Metodologi Penelitian

Tahapan yang akan dilakukan dalam penelitian penulis untuk menganalisis pengaruh laju aliran massa fluida kerja dan temperatur dinding *tube* terhadap proses evaporasi pada *horizontal evaporator* dengan menggunakan simulasi numerik adalah sebagai berikut:

1. Identifikasi Masalah

Kasus terkait dengan fenomena perpindahan panas, aliran fluida, dan perubahan fase yang terjadi di dalam *horizontal evaporator tube* perlu dipelajari secara mendalam. Hal tersebut perlu dilakukan agar penulis dapat menyusun batasan kondisi yang tepat sehingga diperoleh hasil simulasi yang akurat.

2. Studi Literatur

Studi literatur merupakan proses pengumpulan literatur yang digunakan sebagai referensi dan dasar teori dalam penyelesaian Tugas Akhir. Objek yang akan dibahas adalah perpindahan panas dua fase dan *flow regimes* pada proses evaporasi dengan variasi laju aliran massa masuk fluida kerja dan temperatur dinding *tube*. Studi literatur tentang perpindahan panas konveksi, hubungan antara koefisien konveksi lokal dan rata-rata, *flow boiling* pada aliran dua fase, pengetahuan tentang *software* GAMBIT dan FLUENT, *viscous model*, geometri *evaporator*, dan fluida kerja digunakan untuk memperdalam pemahaman mengenai permasalahan yang dibahas. Studi literatur diperoleh dari *e-book*, jurnal nasional dan internasional, serta penelitian yang berkaitan dengan topik permasalahan yang akan diteliti. Salah satu buku diktat yang digunakan adalah *Fundamental of Heat and Mass Transfer 7th Edition*, Bergeman, Lavine, Incropera, & Dewitt. Penelitian terdahulu yang digunakan yaitu “*Modeling The Evaporation of a hydrocarbon feedstock in the*

convection section of a steam cracker” oleh Sandra C.K dkk. (2008) dan “*The Numerical Simulation of Flow and Boiling Heat Transfer of Two Phases in Horizontal tube*” oleh Gao L. dkk, (2012).

3. Pengumpulan dan Pengolahan Data

Data yang berkaitan dengan *properties* material dinding *tube* dan fluida kerja air yang mengalir di dalam *horizontal evaporator tube* diperlukan sebagai dasar untuk proses pemodelan dan analisis aliran fluida di dalam *horizontal evaporator tube* yang akan dimodelkan dengan menggunakan *Software* GAMBIT 2.4.6 dan disimulasikan dengan *Software* FLUENT 18.0.

4. Pemodelan Geometri dan *Meshing horizontal tube* dan Simulasi

Pemodelan Tahapan ini diawali dengan pembuatan geometri *horizontal tube* menggunakan *Software* GAMBIT 2.4.6 dan dilanjutkan dengan *meshing* dengan tingkat kerapatan tertentu. Selanjutnya *meshing* tersebut digunakan untuk simulasi pada *Software* FLUENT 18.0 dengan *residual error* tertentu. Apabila simulasi konvergen, data sudah dapat diambil.

5. Analisis dan Pengolahan Data Hasil Simulasi[

Setelah proses iterasi dan simulasi selesai, dilakukan pengambilan data hasil simulasi. Data yang diambil adalah profil temperatur fluida, *wall heat flux*, temperatur dinding *tube*, dan kontur kualitas uap. Data hasil simulasi akan diolah dalam bentuk gambar, tabel, dan grafik untuk dianalisis secara kuantitatif maupun kualitatif sehingga didapatkan hasil analisa pengaruh laju aliran massa fluida masuk dan temperatur dinding *tube evaporator* terhadap proses evaporasi.

6. Penyusunan Laporan

Keseluruhan tahapan yang telah dilakukan dan hasil dari penelitian ini kemudian disusun dalam bentuk yang sistematis.

3.4 Data Penelitian

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

Program yang digunakan : GAMBIT 2.4.6 dan FLUENT 18.0

Objek Penelitian : *horizontal evaporator tube*

Data Fluida Kerja :

Tabel 3.1 *Properties* Fluida Kerja Air P = 107.9 Bar, Tsat= 316.7°C

Water P = 107.9 bar T sat = 316.7 °C				
Properties	Water Liquid		Water Vapor	
Komposisi Kimia	H ₂ O		H ₂ O	
Density	998.2	kg/m ³	0.5542	kg/m ³
Cp (Specific Heat)	5481	J/kgK	2014	J/kgK
Thermal Conductivity	0.6	W/mK	0.0261	W/mK
Viscosity	0.001003	kg/ms	1.34e-05	kg/ms
Molecular Weight	18.0152	kg/kmol	18.01534	kg/kmol
Standard State Enthalpy	-2.858412 e+08	J/kgmol	-2.418379 e+08	J/kgmol
Surface Tension	0.05901	N/m	0.05901	N/m

Data Material *Tube* :

Material *tube* yang digunakan adalah *Steel 37-8* yang telah disesuaikan dengan *horizontal evaporator tube* yang terdapat di Pembangkit Listrik Tenaga Gas dan Uap PT. PJB UP Gresik dengan *properties* seperti pada tabel 3.2.

Tabel 3.2 *Properties Material Tube*

Material: Steel 37-8		
Density	8030	Kg/m ³
Specific Heat (Cp)	502.48	J/kg-K
Thermal Conductivity	16.27	W/m-K
Tebal	6.4	mm

Data Geometri:

Geometri untuk simulasi dibuat menggunakan *Software* GAMBIT 2.4.6 dengan panjang 3 meter dan diameter 25.4 mm. Geometri berupa *horizontal evaporator tube* dan dibuat dalam model 2D. Material dinding *tube* terbuat dari *steel 37-8* dengan tebal 6.4 mm.

3.5 Pemodelan Geometri dan Meshing pada GAMBIT

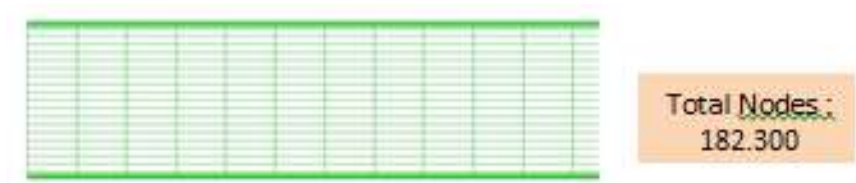
Berdasarkan data *horizontal tube* yang telah ada, maka pemodelan geometri *horizontal tube* secara dua dimensi dengan menggunakan GAMBIT dapat dilakukan. Hasil dari pemodelan geometri oleh Gambit dapat dilihat pada gambar 3.1 dibawah ini:



Gambar 3.1 Geometri tampak depan *horizontal tube*

Setelah geometri dibuat, maka dilanjutkan dengan tahap pembuatan mesh dari geometri yang sudah ada. Untuk mendapatkan hasil simulasi yang baik, maka terlebih dahulu dihitung berapa *ratio first length boundary layer meshing* dekat dinding yang harus dibuat. Hal ini perlu diperhitungkan akibat adanya efek dari boundary layer yang timbul karena pengaruh viskositas.

Setelah itu dilakukan *grid independency test* untuk mengetahui meshing yang cocok dengan hasil simulasi dengan ditunjukkan oleh nilai error yang rendah. Pada *grid independency test* akan dibuat 3 macam jumlah meshing yang berbeda jumlah *nodes*nya yakni 150000, 162500 dan 182300 *nodes* yang diuji pada 3 titik lokasi yakni lokasi 1 (0,5 ; 0,02)m, lokasi 2 (1 ; 0,0127)m dan lokasi 3 (1,5 ; 0,008)m. Setelah dilakukan simulasi dengan hasil error terendah yang dipilih yakni pada meshing berjumlah 182300 *nodes* dengan error sebesar 0.569%. Setelah semua parameter mesh jelas dan *grid independency test* sudah dilakukan maka mesh area dibuat seperti pada gambar 3.2 dibawah ini:



Gambar 3.2 Hasil meshing *horizontal tube*

Meshing dibuat dengan jumlah *nodes* sebanyak 182.300. Bagian yang dekat dinding lebih rapat dengan *first length* 0,00005 m, *growth rate* 1.2, dan jumlah layer sebanyak 12 buah.

3.6 Pengaturan Sistem Pada FLUENT 18.0

Pengaturan sistem pada *software* FLUENT untuk penelitian yang sedang dikerjakan penulis adalah sebagai berikut:

3.6.1 Numerical Set Up

Mengacu pada batasan-batasan masalah yang ada serta asumsi-asumsi yang sudah dibuat, maka *numerical set up* yang digunakan adalah seperti pada tabel di bawah, dengan pengaturan sisanya diatur sebagai default. Pemilihan *numerical set up transient* dikarenakan untuk menangkap fenomena proses awal fluida kerja berfasa liquid hingga menjadi *saturated vapor*.

Tabel 3.3 Pemilihan *Numerical Set Up* yang Digunakan

<i>Type</i>	<i>Pressure-Based</i>
<i>Time</i>	<i>Transient</i>
<i>Velocity Formulation</i>	<i>Absolute</i>
<i>2D Space</i>	<i>Planar</i>
<i>Gravity (m/s²)</i>	$y = -9.8$

3.6.2 Model

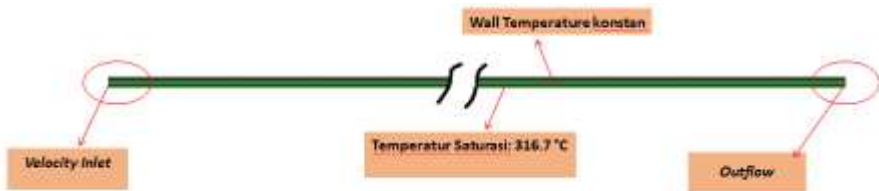
Mengacu pada data kasus yang ada serta jurnal-jurnal referensi, maka tipe-tipe model yang digunakan adalah seperti tabel di bawah, dengan pengaturan sisanya diatur sebagai default. Model Multiphase yang digunakan adalah *Volume of Fluid* karena hanya pemodelan ini yang bisa mengamati fenomena fisik dari proses evaporasi. Sementara untuk model turbulensi digunakan *realizabel k-ε* Model. *Realizabel k-ε* Model merupakan dua persamaan ‘lengkap’ paling sederhana yang dapat digunakan untuk memprediksi secara akurat laju penyebaran fluida kerja.

Tabel 3.4 Pemilihan Model yang Digunakan

<i>Multiphase</i>	<i>Volume of Fluid</i>
<i>Energy</i>	<i>On</i>
<i>Viscous</i>	<i>Realizable k-ε, Enhanced Wall Treatment, Thermal Effect</i>

3.6.3 Boundary Conditions

Berdasarkan data-data yang ada, *boundary conditions* yang diatur seperti pada tabel di bawah. Pada sisi inlet *horizontal tube*, data yang tersedia merupakan kecepatan aliran sehingga digunakan *velocity inlet*. Pada sisi *outlet*, digunakan *outflow* yang menandakan bahwa fluida kerja air bebas mengalir keluar tanpa batasan-batasan seperti tekanan, suhu, maupun backflow.



Gambar 3.3 *Boundary Conditions* yang digunakan *Solution Methods*

Mengacu pada jurnal-jurnal referensi yang memodelkan kasus yang memiliki kemiripan, *solution methods* yang cocok untuk digunakan dalam simulasi ini adalah seperti pada tabel 3.5. Dengan memilih *solution methods* yang tepat, maka akurasi hasil simulasi akan meningkat. *Solution methods second order* akan mampu menambah akurasi iterasi walaupun memerlukan memori dan daya komputasi yang lebih besar daripada first order.

Tabel 3.5 *Solution Methods* yang Digunakan

<i>Scheme</i>	PISO
<i>Gradient</i>	<i>Last Squares Cell Based</i>
<i>Pressure</i>	PRESTO!
<i>Momentum</i>	<i>Second order Upwind</i>
<i>Volume Fraction</i>	<i>Geo-Reconstruct</i>
<i>Turbulent Kinetic Energy</i>	<i>Second order Upwind</i>
<i>Energy</i>	<i>Second order Upwind</i>

3.7 Setting dan Variasi yang Dilakukan

Pada penelitian ini, untuk mengetahui pengaruh kecepatan masuk fluida dan temperatur dinding terhadap proses evaporasi pada *horizontal tube*, maka dilakukan variasi kecepatan masuk fluida yang berdasarkan dari data PT. PJB UP Gresik yaitu 0.3 m/s (kondisi aliran *laminar*) dan 0.5 m/s (kondisi aliran *turbulent*) dapat dibuktikan dengan perhitungan *Reynold Number*.

Untuk kecepatan masuk fluida 0.3 m/s :

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu}$$

$$Re = \frac{729.43 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times 0.3 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 0.0254 \text{ m}}{2.708 \times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}}$$

$$Re = 2252.5 (\text{Laminar})$$

Untuk kecepatan masuk fluida 0.5 m/s :

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu}$$

$$Re = \frac{729.43 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times 0.5 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 0.0254 \text{ m}}{2.708 \times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}}$$

$$Re = 3420.8 (\text{Turbulent})$$

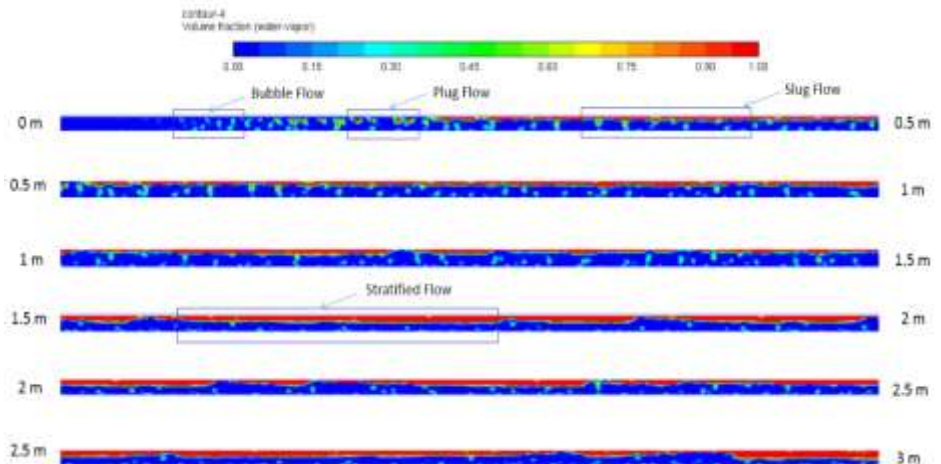
“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB IV

ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

4.1 *Flow Regimes* Pada Variasi Kecepatan 0.3 m/s dan Temperatur 350 °C

Flow regimes pada variasi kecepatan 0.3 m/s dan temperatur 350 °C dapat diamati seperti pada gambar 4.1. Dapat dilihat bahwa *flow regimes* yang dapat diamati adalah *Bubble flow*, *Plug flow*, *Slug flow*, dan *Stratified flow*. Proses evaporasi mulai terjadi pada jarak 0.0675 m dari posisi inlet fluida. Pada gambar 4.1, area berwarna merah merupakan fase vapor dari fluida kerja air (kualitas uap 1), sedangkan area berwarna biru merupakan fase liquid dari fluida kerja air (kualitas uap 0).

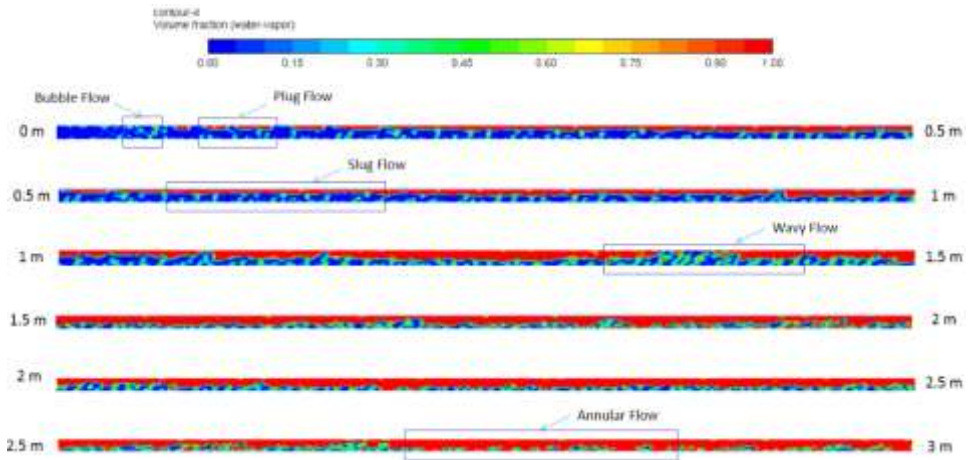


Gambar 4.1 *Flow Regimes* Pada Variasi Kecepatan 0.3 m/s dan Temperatur 350 °C

Berdasarkan literatur, gelembung-gelembung yang terbentuk selama proses evaporasi naik ke bagian atas dari *tube* horizontal. Hal ini disebabkan oleh efek bouyancy yang dikarenakan perbedaan massa jenis antara fase vapor yang terbentuk dan fase liquid dari fluida air. Pada gambar 4.1, dapat dilihat bahwa gelembung-gelembung yang terbentuk naik ke bagian atas *tube*. Hal ini menunjukkan bahwa simulasi yang telah dilakukan sesuai dengan teori.

4.2 Flow Regimes Pada Variasi Kecepatan 0.3 m/s dan Temperatur 450 °C

Flow regimes pada variasi kecepatan 0.3 m/s dan temperatur 450 °C dapat diamati seperti pada gambar 4.2. Dapat dilihat bahwa *flow regimes* yang dapat diamati adalah *Bubble flow*, *Plug flow*, *Slug flow*, *Wavy flow*, dan *Annular flow*. Proses evaporasi mulai terjadi pada jarak 0.0589 m dari posisi inlet fluida. Pada gambar 4.2, area berwarna merah merupakan fase vapor dari fluida kerja air (kualitas uap 1), sedangkan area berwarna biru merupakan fase liquid dari fluida kerja air (kualitas uap 0).



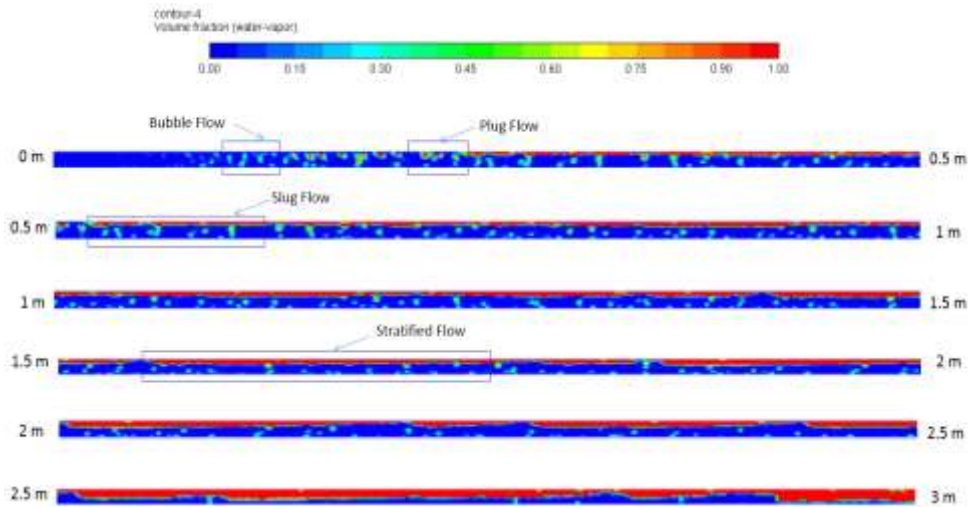
Gambar 4.2 *Flow Regimes* Pada Variasi Kecepatan 0.3 m/s dan Temperatur 450 °C

Berdasarkan literatur, gelembung-gelembung yang terbentuk selama proses evaporasi naik ke bagian atas dari *tube* horizontal. Hal ini disebabkan oleh efek bouyancy karena perbedaan massa jenis antara fase vapor dan fase liquid dari fluida air. Pada gambar 4.3, dapat dilihat bahwa gelembung-gelembung yang terbentuk naik ke bagian atas *tube*. Selain itu terbentuk annular flow dikarenakan semakin banyaknya fase vapor menjadikan aliran memiliki kecepatan yang lebih besar. Hal ini menunjukkan bahwa simulasi yang telah dilakukan sesuai dengan teori.

4.3 *Flow Regimes* Pada Variasi Kecepatan 0.5 m/s dan Temperatur 350 °C

Flow regimes pada variasi kecepatan 0.5 m/s dan temperatur 350 °C dapat diamati seperti pada gambar 4.3. Dapat

dilihat bahwa *flow regimes* yang dapat diamati adalah *Bubble flow*, *Plug flow*, *Slug flow*, dan *Stratified flow*. Proses evaporasi mulai terjadi pada jarak 0.0858 m dari posisi inlet fluida. Pada gambar 4.3, area berwarna merah merupakan fase vapor dari fluida kerja air (kualitas uap 1), sedangkan area berwarna biru merupakan fase liquid dari fluida kerja air (kualitas uap 0).

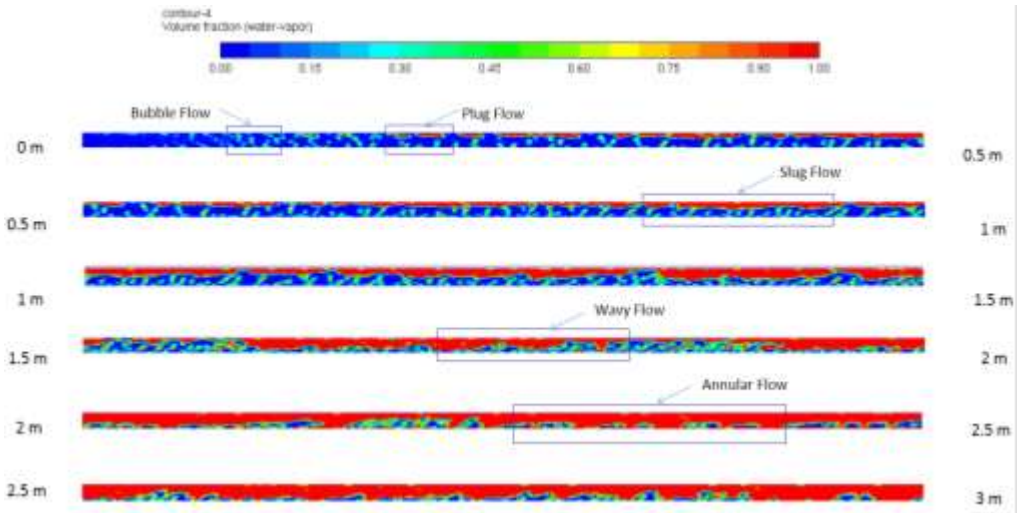


Gambar 4.3 *Flow Regimes* Pada Variasi Kecepatan 0.5 m/s dan Temperatur 350 °C

Berdasarkan literatur, gelembung-gelembung yang terbentuk selama proses evaporasi naik ke bagian atas dari *tube* horizontal. Hal ini disebabkan oleh efek bouyancy yang dikarenakan perbedaan massa jenis antara fase vapor yang terbentuk dan fase liquid dari fluida air. Pada gambar 4.3, dapat dilihat bahwa gelembung-gelembung yang terbentuk naik ke bagian atas *tube*. Hal ini menunjukkan bahwa simulasi yang telah dilakukan sesuai dengan teori.

4.4 *Flow Regimes* Pada Variasi Kecepatan 0.5 m/s dan Temperatur 450 °C

Flow regimes pada variasi kecepatan 0.5 m/s dan temperatur 450 °C dapat diamati seperti pada gambar 4.4. Dapat dilihat bahwa *flow regimes* yang dapat diamati adalah *Bubble flow*, *Plug flow*, *Slug flow*, *Wavy flow*, dan *Annular flow*. Proses evaporasi mulai terjadi pada jarak 0.0797 m dari posisi inlet fluida. Pada gambar 4.4, area berwarna merah merupakan fase vapor dari fluida kerja air (kualitas uap 1), sedangkan area berwarna biru merupakan fase liquid dari fluida kerja air (kualitas uap 0).



Gambar 4.4 *Flow Regimes* Pada Variasi Kecepatan 0.5 m/s dan Temperatur 450 °C

Berdasarkan literatur, gelembung-gelembung yang terbentuk selama proses evaporasi naik ke bagian atas dari *tube* horizontal. Hal ini disebabkan oleh efek bouyancy karena perbedaan massa jenis antara fase vapor dan fase liquid dari fluida air. Pada gambar 4.4, dapat dilihat bahwa gelembung-gelembung

yang terbentuk naik ke bagian atas *tube*. Selain itu terbentuk annular flow dikarenakan semakin banyak terbentuknya fase vapor menjadikan aliran memiliki kecepatan yang lebih besar. Hal ini menunjukkan bahwa simulasi yang telah dilakukan sesuai dengan teori.

4.5 Contoh Perhitungan Data

Rumus Rohsenow digunakan untuk menghitung koefisien perpindahan panas *boiling flow* pada *tube*.

$$h_{tp} = \frac{q''}{T_W - T_S}$$

Dimana q'' adalah *wall heat flux* yang nilainya diambil dari hasil simulasi. T_W adalah *wall temperature* yang nilainya sesuai dengan variasi yang dilakukan, sedangkan T_S adalah temperatur fluida yang nilainya juga diambil dari hasil simulasi.

(Lili, et al., 2012)

4.5.1 Menghitung Nilai Koefisien Perpindahan Panas (h) di Tiap Variasi

Berikut ini contoh perhitungan untuk mencari nilai koefisien perpindahan panas (h). Penulis mengambil contoh mencari nilai h untuk variasi kecepatan 0.3 m/s dan temperatur dinding 350 °C pada posisi 1.4 m - 1.6 m (nilai tengah: 1.5 m).

Wall Temperature	: 350 °C (623.15 K)
Fluid Bulk Temperature	: 589.15 K (diambil dari hasil simulasi Fluent)
Lower Heat Flux	: 179426.8173 W/m^2 (diambil dari hasil simulasi Fluent)

Upper Heat Flux : 7576.38 W/m^2 (diambil dari hasil simulasi Fluent)

Oleh karena itu,

$$h_{lower} = \frac{179426.8173 \frac{W}{m^2}}{623,15 \text{ K} - 589,15 \text{ K}} = 5277,259 \frac{W}{m^2.K}$$

$$h_{upper} = \frac{7576.38 \frac{W}{m^2}}{623,15 \text{ K} - 589,15 \text{ K}} = 222,8347 \frac{W}{m^2.K}$$

4.5.2 Menghitung Koefisien Perpindahan Panas Rata-Rata ($h_{rata-rata}$) di Tiap Varasi

Untuk menghitung nilai $h_{rata-rata}$, maka rumus integral diperlukan, yaitu:

$$h_{(lower/upper) rata-rata} = \frac{1}{x} \int_0^x h(x). dx$$

$$h_{rata-rata} = \frac{h_{lower rata-rata} + h_{upper rata-rata}}{2}$$

Oleh karena itu, fungsi $h(x)$ perlu diketahui terlebih dahulu dengan cara memplot data nilai h ke dalam grafik dan mencari persamaan yang paling sesuai dari *trendline*-nya.

Sebagai contoh perhitungan, variasi yang digunakan adalah kecepatan masuk 0.3 m/s dan temperatur dinding 350 °C. Setelah data nilai h diplot pada excel, didapat persamaan untuk h_{lower} adalah $y = -18.913x^6 - 104.61x^5 + 917.65x^4 - 2045.9x^3 + 1912.6x^2 - 742.12x + 453.02$ dan h_{upper} adalah $y = -107.27x^2 + 296.58x + 4531.1$.

Oleh karena itu,

$$\begin{aligned}
 h_{lower} &= \frac{1}{3} \int_0^3 -18,913x^6 - 104,61x^5 + 917,65x^4 \\
 &\quad - 2045,9x^3 + 1912,6x^2 - 742,12x \\
 &\quad + 453,02 \, dx \\
 &= \frac{1}{3} \left[\frac{-18,913}{7} x^7 - \frac{104,61}{6} x^6 + \frac{917,65}{5} x^5 - \frac{2045,9}{4} x^4 \right. \\
 &\quad \left. + \frac{1912,6}{3} x^3 - \frac{742,12}{2} x^2 + 453,02x \right]_0^3 \\
 &= \frac{1}{3} \left(\frac{-18,913}{7} x^7 - \frac{104,61}{6} x^6 + \frac{917,65}{5} x^5 \right. \\
 &\quad \left. - \frac{2045,9}{4} x^4 + \frac{1912,6}{3} x^3 - \frac{742,12}{2} x^2 \right. \\
 &\quad \left. + 453,02x \right]_0^3 \\
 &= 3602,39 \frac{W}{m^2.K}
 \end{aligned}$$

dan,

$$\begin{aligned}
 h_{upper} &= \frac{1}{3} \int_0^3 -107,27x^2 + 296,58x + 4531,1 \, dx \\
 &= \frac{1}{3} \left[\frac{-107,27}{3} x^3 - \frac{296,58}{2} x^2 + 4531,1x \right]_0^3 \\
 &= \frac{1}{3} \left(\frac{-107,27}{3} x^3 - \frac{296,58}{2} x^2 + 4531,1x \right) \Big|_0^3 \\
 &= 402,1989 \frac{W}{m^2.K}
 \end{aligned}$$

Sehingga,

$$h_{rata-rata} = \frac{3602,39 + 402,1989}{2} = 2002,295 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

4.6 Validasi Data

Validasi data digunakan untuk mengetahui apakah hasil simulasi sudah valid atau belum. Data yang digunakan untuk validasi adalah nilai koefisien perpindahan panas (h) hasil simulasi dengan koefisien perpindahan panas (h) berdasarkan perhitungan perpindahan panas dua fase. Data yang dijadikan acuan validasi adalah variasi kecepatan masuk 0.3 m/s dengan temperatur dinding 350 °C pada posisi 1.5 m dari *inlet*. Data dikatakan valid apabila perbedaan selisih antara nilai h berdasarkan perhitungan dan hasil simulasi kurang dari 5 %

4.6.1 Nilai h Berdasarkan Perhitungan Perpindahan Panas Dua Fase

Berikut ini data-data yang diperlukan untuk menghitung koefisien perpindahan panas berdasarkan perhitungan perpindahan panas dua fase. Data *properties* didapat dari *software* REFPROP untuk fluida kerja air pada tekanan 107,9 bar.

Data Geometri dan Variasi

Diameter tube	: 0,0254 m
Kecepatan masuk	: 0,3 m/s
Temperatur dinding tube T_W	: 350 °C (623,15 K)
Temperatur fluida T_f	: 316 °C (589,15 K)

Data Properties Fluida Kerja

Massa jenis <i>liquid</i> (ρ_l)	: 729,43 kg/m ³
Massa jenis <i>vapor</i> (ρ_v)	: 61,017 kg/m ³

Viskositas absolut <i>liquid</i> (μ_l)	: 0,002708 kg/m-s
Viskositas absolut <i>vapor</i> (μ_v)	: 0,0000134 kg/m-s
Bilangan Prandalt <i>liquid</i> (Pr_l)	: 0,98250
Konduktivitas thermal <i>liquid</i> k_l	: 0.6 W/m-K
Entalphi evaporasi (h_{fg})	: 1268800 J/kg
<i>Liquid Specific Heat</i> (Cp_l)	: 4182 J/kg-K

Nilai kualitas uap pada posisi 1.5 m dari *inlet* dapat dihitung dengan rumus berikut:

$$x = \frac{(25,4 - 17,8)mm}{25,4 mm} \times 100\% = 29.92\%$$

-Menghitung luas penampang *tube*:

$$A = \pi \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2 = \frac{22}{7} \cdot \left(\frac{0,0254}{2}\right)^2 = 0,0005069114 m^2$$

-Menghitung laju massa aliran:

$$\begin{aligned} \dot{m} &= \rho \cdot v \cdot A = 729,43 \times 0,3 \times 0,0005069114 \\ &= 0,110927 kg/s \end{aligned}$$

-Menghitung *mass flux*:

$$G = \frac{\dot{m}}{A} = \frac{0,110927}{0,0005069114} = 218,829 kg/m^2 s$$

-Menghitung bilangan *Reynold*:

$$Re = \frac{G \cdot d}{\mu_l} = \frac{218,829 \times 0,0254}{0,002708} = 2252,532$$

-Menghitung *Nusselt Number* menggunakan menggunakan korelasi Gnielinski:

$$f = (1,58 \ln Re - 3,28)^{-2} = (1,58 \ln 2252,532 - 3,28)^{-2} = 0,01300056235$$

$$Nu_{LO} = \frac{\left(\frac{f}{2}\right) \cdot (Re - 1000) \cdot Pr_l}{1 + 12,7 \left(\frac{f}{2}\right)^2 \cdot (Pr_l^{\frac{2}{3}} - 1)}$$

$$= \frac{\left(\frac{0,01300056235}{2}\right) \cdot (-1000) \cdot 0,98250}{1 + 12,7 \left(\frac{0,01300056235}{2}\right)^2 \cdot (0,98250^{2/3} - 1)} = 146,59$$

-Menghitung koefisien perpindahan panas pendekatan satu fase:

$$h_{LO} = \frac{Nu_{LO} \cdot k_l}{d} = \frac{146,59 \times 0,6}{0,0254} = 3462,7744 \text{ W/m}^2\text{K}$$

-Menghitung Froude Number menggunakan metode Shah:

$$Fr_l = \frac{G^2}{\rho_l^2 \cdot g \cdot d} = \frac{218,829^2}{729,43^2 \times 9,8 \times 0,0254} = 0,36156$$

Karena $Fr_l > 0,04$, maka efek stratifikasi dapat diabaikan sehingga baik metode Chen maupun Shah dapat digunakan.

-Metode Chen, menggunakan Martinelli Parameter pada kualitas uap (x) sebesar 0,2992:

$$\frac{1}{X_{tt}} = \frac{x}{(1 - 0,2992)^9} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right) \left(\frac{\mu_v}{\mu_l}\right)$$

$$= \frac{0,2992}{(1 - 0,2992)^9} \left(\frac{729,43}{61,017}\right) \left(\frac{0,0000134}{0,002708}\right)$$

$$= 0,0477963$$

karena $\frac{1}{x_{tt}} \leq 0,1$ maka $F=1$ dan nilai *enhancement factor*:

$$F_o = F(1 - x)^{0,8} = 1(1 - 0,2992)^{0,8} = 0,75244$$

-Menghitung koefisien perpindahan panas *convection boiling*:

$$h_{cb} = F_o \times h_{Lo} = 0,75244 \times 3462,7744 = 2605,53 \text{ W/m}^2\text{K}$$

-Menghitung *heat flux* pendekatan satu fase:

$$\begin{aligned} q'' &= h_{cb}(T_W - T_f) = 2621,87 (623,15 - 589,15) \\ &= 89143,58 \text{ W/m}^2 \end{aligned}$$

-Menghitung T_{WONB} untuk memeriksa ada atau tidaknya *nucleate boiling*:

$$\begin{aligned} T_{WONB} &= \left(\frac{8\sigma q'' T_f}{k_l h_{fg} \rho_v} \right)^{0,5} + T_f \\ &= \left(\frac{8 \times 0,05901 \times 68743,58 \times 589,15}{0,6 \times 1268800 \times 61,017} \right)^{0,5} \\ &\quad + 589,15 \\ &= 589,706 \text{ K} \end{aligned}$$

Karena $T_W \geq T_{WONB}$ maka terdapat fenomena *nucleate boiling* dan harus diperhitungkan. Perhitungan *nucleate boiling* dilakukan dengan metode Chen sebagai berikut:

Pada $x = 0,2992$, dihitung *Boiling Number*, Bo , sebagai berikut:

$$Bo = \frac{q''}{G \cdot h_{fg}} = \frac{51597,38}{218,829 \times 1268800} = 0,000185$$

-Menghitung selisih temperatur:

$$\theta_B = T_{WONB} - T_f = 589,706 - 589,15 = 0,556 \text{ K}$$

-Menghitung ∇P_v :

$$\nabla P_v = \frac{\theta_B h_{fg} \rho_V}{T_f} = \frac{0,556 \times 1268800 \times 61,017}{589,15} = 73062,23 \text{ Pa}$$

$$= 73,062 \text{ kPa}$$

-Menghitung Reynold Number dua fase:

$$Re_{TP} = \left(\frac{G \cdot d}{\mu_l} \right) (1 - x) F^{1.25}$$

$$= \left(\frac{218,829 \times 0,0254}{0,002708} \right) (1 - 0,2992) 1^{1.25}$$

$$= 1438,4$$

-Menghitung Supression Factor:

$$S = \frac{1}{1 + 2,53 \cdot 10^{-6} (Re_{TP})^{1,17}} = \frac{1}{1 + 2,53 \cdot 10^{-6} (1438,4)^{1,17}}$$

$$= 0,9876$$

-Menghitung koefisien perpindahan panas *nucleate boiing*:

$$h_{nb} = 0.00122 \frac{k_l^{0.079} C_{PL}^{0.45} \rho_L^{0.49} S \theta_B^{0.24} D p_V^{0.75}}{S^{0.5} \mu_L^{0.29} (h_{fg} \rho_V)^{0.24}}$$

$$h_{nb} = 0.00122 \frac{0.6^{0.079} 4182^{0.45} 729,43^{0.49} (0,9876 \times 0,556)^{0.24} 73,062^{0.75}}{0,9876^{0.5} 0,002708^{0.29} (1268800 \times 61,017)^{0.24}}$$

$$h_{nb} = 132,44 \text{ W/m}^2\text{K}$$

-Menghitung koefisien perpindahan panas dua fase

$$h_{tp} = h_{cb} + h_{nb} = 2605,53 + 132,44 = 2737,97 \text{ W/m}^2\text{K}$$

4.6.2 Nilai h Berdasarkan Hasil Simulasi

Untuk variasi kecepatan 0,3 m/s dengan temperatur dinding 350 °C pada jarak 1,5 m dari *inlet*, didapat data-data sebagai berikut:

$$\text{Lower heat flux} : 179426.8173 \text{ W/m}^2$$

$$\text{Upper heat flux} : 7576.38 \text{ W/m}^2$$

$$\text{Fluid Temperatur} : 589,15 \text{ K}$$

$$\text{Wall Temperatur} : 623,15 \text{ K}$$

Oleh karena itu, nilai:

$$h_{\text{lower}} = \frac{179426.8173 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}}{623,15 \text{ K} - 589,15 \text{ K}} = 5277,259 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$h_{\text{upper}} = \frac{7576.38 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}}{623,15 \text{ K} - 589,15 \text{ K}} = 222,8347 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Sehingga,

$$\begin{aligned} h_{(x=1,5\text{m})} &= \frac{h_{\text{lower}} + h_{\text{upper}}}{2} \\ &= \frac{5277,529 + 222,8347}{2} \\ &= 2750,047 \text{ W/m}^2\text{K} \end{aligned}$$

4.6.3 Analisa Error

Nilai h berdasarkan perhitungan teoritis dua fase adalah 2737,97 W/m²K, sedangkan berdasarkan hasil simulasi adalah 2750,047 W/m²K. Nilai *error* yang didapat adalah:

$$\varepsilon = \frac{|2750,047 - 2737,97|}{2737,97} = 0.0044109 = 0.441 \%$$

Oleh karena $\varepsilon < 0,5 \%$, hasil simulasi dapat dikatakan valid

4.7 Analisa Pengaruh Variasi Kecepatan dan Temperatur Terhadap *Flow Pattern* Proses Evaporasi pada *Horizontal Tube*

Pada Tabel 4.1 memperlihatkan pengaruh variasi kecepatan dan temperatur terhadap posisi awal terbentuknya gelembung (proses evaporasi). Berdasarkan pembahasan diatas, dapat dilihat bahwa ketika temperatur dinding *tube* meningkat, proses evaporasi atau terbentuknya gelembung lebih dekat dengan sisi inlet *tube*. Sedangkan, ketika kecepatan masuk fluida dinaikkan, proses evaporasi yang terjadi akan semakin jauh dari sisi inlet *tube*.

Tabel 4.1 Pengaruh Variasi Kecepatan dan Temperatur terhadap Proses Evaporasi

Kecepatan (m/s)	Temperatur (°C)	Posisi Mulai Proses Evaporasi (m)
0.3	350	0.0785
	450	0.0589
0.5	350	0.0958
	450	0.0697

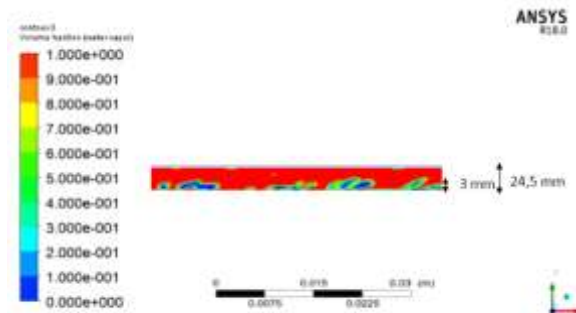
Tabel 4.2 menunjukkan *flow regimes* yang dapat diamati pada setiap variasi. Dapat dilihat bahwa untuk variasi temperatur 350 °C lebih *smooth* (stratified) dibandingkan dengan variasi temperatur 450 °C. Dengan kata lain, dengan menaikkan temperatur akan menyebabkan *flow regimes* lebih *chaotic* dan aliran yang terbentuk hingga menjadi *annular flow*.

Tabel 4.2 *Flow Regimes* Pada Tiap Variasi

Kecepatan (m/s)	Temperatur (°C)	<i>Flow regimes</i>
0.3	350	Bubble, Plug, Slug, Stratified

	450	Bubble, Plug, Slug, Wavy, Annular
0.5	350	Bubble, Plug, Slug, Stratified
	450	Bubble, Plug, Slug, Wavy, Annular

4.8 Nilai Kualitas Uap Hasil proses evaporasi pada Tiap Variasi



Gambar 4.5 Kontur Kualitas Uap pada Posisi *Outlet* Proses Evaporasi

Pada gambar 4.5 dapat diketahui bahwa sisi outlet dari penelitian merupakan fase mixture atau campuran dari fluida kerja yang masih berbentuk cair dan fluida kerja yang sudah berubah menjadi uap. Hal ini dikarenakan geometri penelitian proses evaporasi dibatasi dengan panjang 3 meter untuk kemudahan perhitungan numerik.

Nilai kualitas uap pada sisi outlet proses evaporasi dapat dihitung dari ketebalan sisi fluida kerja yang berbentuk vapor dibandingkan dengan fluida kerja yang masih berbentuk liquid. Nilai kualitas uap proses evaporasi dapat dinyatakan dengan persamaan berikut.

$$x = \frac{(\text{inner diameter} - \text{ketinggian fase liquid})\text{mm}}{\text{inner diameter mm}} \times 100\%$$

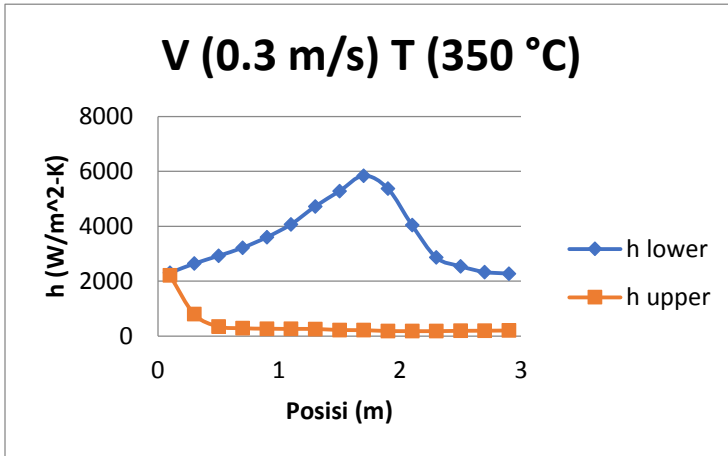
Adapun nilai kualitas uap pada masing-masing variasi proses evaporasi yang dilakukan adalah pada tabel 4.3 berikut. Dimana dapat diketahui nilai kualitas uap yang menunjukkan bahwa semakin besar variasi temperatur dindingnya maka semakin banyak uap yang terbentuk pada sisi outletnya. Sedangkan semakin besar kecepatan masuk fluida maka uap yang terbentuk akan semakin sedikit.

Tabel 4.3 Nilai Kualitas Uap pada sisi Outlet pada Tiap Variasi

Kecepatan (m/s)	Temperatur (°C)	Nilai Kualitas Uap
0.3	350	79,43%
	450	87,47%
0.5	350	85,72%
	450	86,63%.

4.9 Koefisien Perpindahan Panas Konveksi Pada Variasi Kecepatan 0.3 m/s dan Temperatur 350 °C

Gambar 4.6 memperlihatkan nilai koefisien perpindahan panas konveksi sisi bawah dan sisi atas *tube* terhadap posisi sepanjang *horizontal tube*. Nilai koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata sisi bawah *tube* adalah 3602.391 W/m²-K, sedangkan nilai koefisien perpindahan panas konveksi sisi atas *tube* adalah 402.1989 W/m²-K. Didapatkan Didapatkan bahwa koefisien perpindahan panas rata-rata 2002.295 W/m²-K.

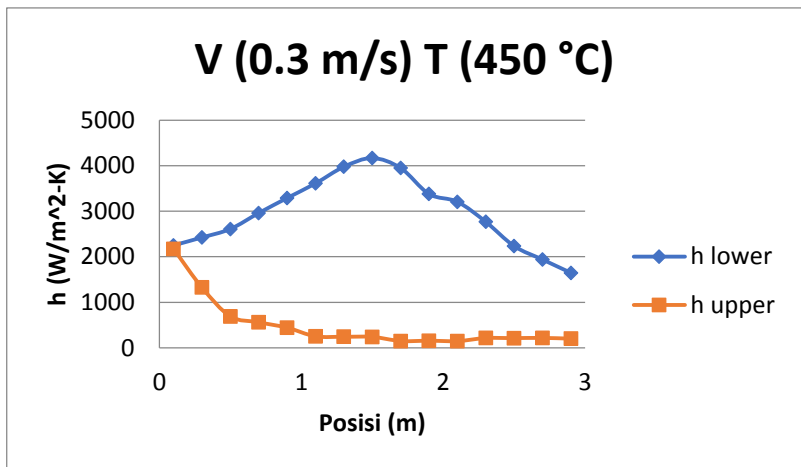


Gambar 4.6 Grafik Koefisien Perpindahan Panas Konveksi vs Posisi Pada Variasi Kecepatan 0.3 m/s dan Temperatur 350 °C

Dapat dilihat bahwa, nilai koefisien perpindahan panas konveksi sisi bawah jauh lebih besar dibandingkan sisi atas *tube*. Hal ini disebabkan karena koefisien perpindahan panas konveksi dua fase merupakan gabungan antara *convective boiling* dan *nucleate boiling* dimana *nucleate boiling* sangat dominan pada sisi bawah *tube* dibanding sisi atas *tube*. Selain itu, gelembung-gelembung yang terbentuk dari sisi bawah *tube* akan naik dan berkumpul di sisi atas *tube* dikarenakan adanya efek *bouyancy*. Hal ini menyebabkan sisi atas *tube* didominasi oleh fase vapor dibandingkan fase liquid dari fluida kerja air. Fase vapor fluida kerja air memiliki *Prandtl Number* yang jauh lebih rendah dibandingkan fase liquidnya. Oleh karena *Prandtl Number* berbanding lurus dengan *Nusselt Number* dan koefisien perpindahan panas konveksi, hal ini menjelaskan mengapa koefisien perpindahan panas konveksi sisi atas *tube* jauh lebih rendah dibanding sisi bawah *tube*.

4.10 Koefisien Perpindahan Panas Konveksi Pada Variasi Kecepatan 0.3 m/s dan Temperatur 450 °C

Gambar 4.7 memperlihatkan nilai koefisien perpindahan panas konveksi sisi bawah dan sisi atas *tube* terhadap posisi sepanjang *horizontal tube*. Nilai koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata sisi bawah *tube* adalah 2960.21 W/m²-K, sedangkan nilai koefisien perpindahan panas konveksi sisi atas *tube* adalah 422.3929 W/m²-K. Didapatkan Didapatkan bahwa koefisien perpindahan panas rata-rata 1721.152 W/m²-K.



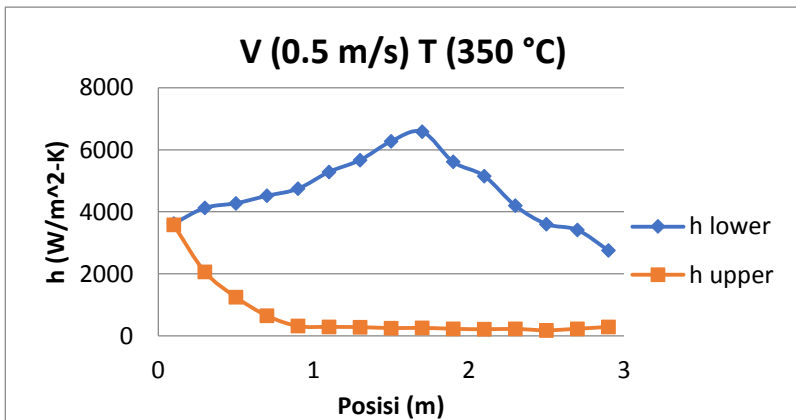
Gambar 4.7 Grafik Koefisien Perpindahan Panas Konveksi vs Posisi Pada Variasi Kecepatan 0.3 m/s dan Temperatur 450 °C

Dapat dilihat bahwa, nilai koefisien perpindahan panas konveksi sisi bawah jauh lebih besar dibandingkan sisi atas *tube*. Hal ini disebabkan karena koefisien perpindahan panas konveksi dua fase merupakan gabungan antara *convective boiling* dan *nucleate boiling* dimana *nucleate boiling* sangat dominan pada sisi bawah *tube* dibanding sisi atas *tube*. Selain itu, gelembung-gelembung yang terbentuk dari sisi bawah *tube* akan naik dan berkumpul di sisi atas *tube* dikarenakan adanya efek *bouyancy*. Hal

ini menyebabkan sisi atas *tube* didominasi oleh fase vapor dibandingkan fase liquid dari fluida kerja air. Fase vapor fluida kerja air memiliki *Prandtl Number* yang jauh lebih rendah dibandingkan fase liquidnya. Oleh karena *Prandtl Number* berbanding lurus dengan *Nusselt Number* dan koefisien perpindahan panas konveksi, hal ini menjelaskan mengapa koefisien perpindahan panas konveksi sisi atas *tube* jauh lebih rendah dibanding sisi bawah *tube*.

4.11 Koefisien Perpindahan Panas Konveksi Pada Variasi Kecepatan 0.5 m/s dan Temperatur 350 °C

Gambar 4.8 memperlihatkan nilai koefisien perpindahan panas konveksi sisi bawah dan sisi atas *tube* terhadap posisi sepanjang *horizontal tube*. Nilai koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata sisi bawah *tube* adalah 4655.346 W/m²-K, sedangkan nilai koefisien perpindahan panas konveksi sisi atas *tube* adalah 689.4085 W/m²-K. Didapatkan bahwa koefisien perpindahan panas rata-rata 2672.377 W/m²-K.

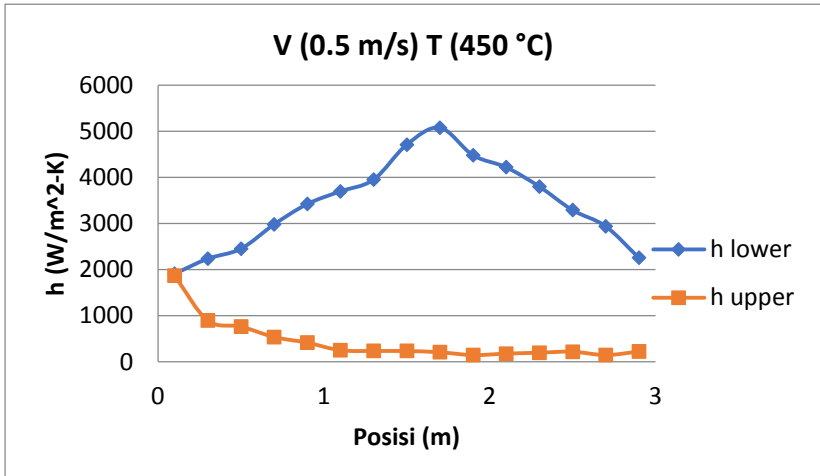


Gambar 4.8 Grafik Koefisien Perpindahan Panas Konveksi vs Posisi Pada Variasi Kecepatan 0.5 m/s dan Temperatur 350 °C

Dapat dilihat bahwa, nilai koefisien perpindahan panas konveksi sisi bawah jauh lebih besar dibandingkan sisi atas *tube*. Hal ini disebabkan karena koefisien perpindahan panas konveksi dua fase merupakan gabungan antara *convective boiling* dan *nucleate boiling* dimana *nucleate boiling* sangat dominan pada sisi bawah *tube* dibanding sisi atas *tube*. Selain itu, gelembung-gelembung yang terbentuk dari sisi bawah *tube* akan naik dan berkumpul di sisi atas *tube* dikarenakan adanya efek *bouyancy*. Hal ini menyebabkan sisi atas *tube* didominasi oleh fase vapor dibandingkan fase liquid dari fluida kerja air. Fase vapor fluida kerja air memiliki *Prandtl Number* yang jauh lebih rendah dibandingkan fase liquidnya. Oleh karena *Prandtl Number* berbanding lurus dengan *Nusselt Number* dan koefisien perpindahan panas konveksi, hal ini menjelaskan mengapa koefisien perpindahan panas konveksi sisi atas *tube* jauh lebih rendah dibanding sisi bawah *tube*.

4.12 Koefisien Perpindahan Panas Konveksi Pada Variasi Kecepatan 0.5 m/s dan Temperatur 450 °C

Gambar 4.9 memperlihatkan nilai koefisien perpindahan panas konveksi sisi bawah dan sisi atas *tube* terhadap posisi sepanjang *horizontal tube*. Nilai koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata sisi bawah *tube* adalah 3430.157 W/m²-K, sedangkan nilai koefisien perpindahan panas konveksi sisi atas *tube* adalah 435.8905 W/m²-K. Didapatkan bahwa koefisien perpindahan panas rata-rata 1933.024 W/m²-K.



Gambar 4.9 Grafik Koefisien Perpindahan Panas Konveksi vs Posisi Pada Variasi Kecepatan 0.5 m/s dan Temperatur 450 °C

Dapat dilihat bahwa, nilai koefisien perpindahan panas konveksi sisi bawah jauh lebih besar dibandingkan sisi atas *tube*. Hal ini disebabkan karena koefisien perpindahan panas konveksi dua fase merupakan gabungan antara *convective boiling* dan *nucleate boiling* dimana *nucleate boiling* sangat dominan pada sisi bawah *tube* dibanding sisi atas *tube*. Selain itu, gelembung-gelembung yang terbentuk dari sisi bawah *tube* akan naik dan berkumpul di sisi atas *tube* dikarenakan adanya efek *bouyancy*. Hal ini menyebabkan sisi atas *tube* didominasi oleh fase vapor dibandingkan fase liquid dari fluida kerja air. Fase vapor fluida kerja air memiliki *Prandtl Number* yang jauh lebih rendah dibandingkan fase liquidnya. Oleh karena *Prandtl Number* berbanding lurus dengan *Nusselt Number* dan koefisien perpindahan panas konveksi, hal ini menjelaskan mengapa koefisien perpindahan panas konveksi sisi atas *tube* jauh lebih rendah dibanding sisi bawah *tube*.

4.13 Analisa Nilai Koefisien Perpindahan Panas terhadap *Flow Regimes*

Pada tabel 4.3 dapat diamati bahwa nilai koefisien perpindahan panas tiap *flow regimes* mengalami kenaikan seiring dengan semakin bertambahnya gelembung uap yang terbentuk sepanjang aliran *tube*. Pada aliran stratified yang terbentuk pada variasi temperature dinding tube 350°C dengan variasi kecepatan 0,3 maupun 0,5 m/s, dapat dilihat bahwa aliran mengalami kenaikan nilai koefisien perpindahan panas mulai dari *flow regimes* yang terbentuk *bubbly*, *plug*, *slug* hingga terbentuk lapisan batas antara fase *vapor* yang telah terbentuk dan fase *liquid* atau pada *flow regime stratified flow*.

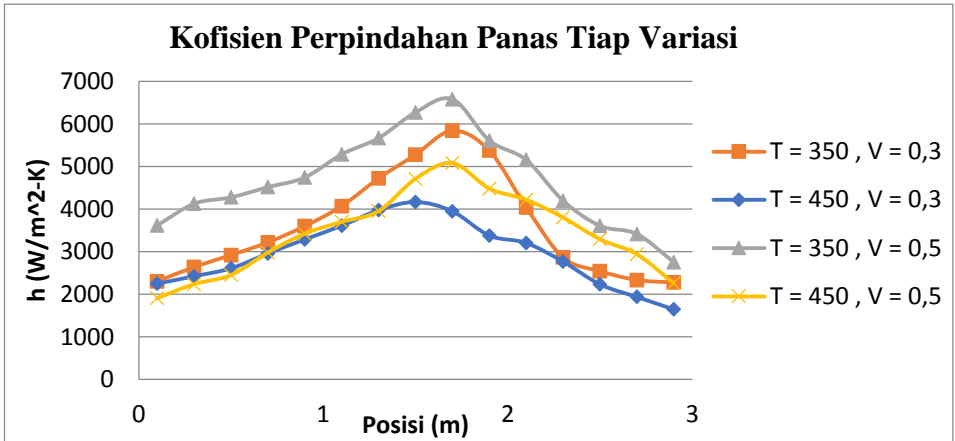
Sedangkan pada aliran yang bervariasi temperature 450°C dengan variasi kecepatan 0,3 maupun 0,5 m/s, dapat dilihat bahwa aliran mengalami kenaikan nilai koefisien perpindahan panas mulai dari *flow regimes* yang terbentuk *bubbly*, *plug*, *slug* hingga *wavy*. Namun ketika penambahan fase uap dari aliran tersebut atau menjadikan aliran menjadi fase *annular flow* koefisien perpindahan panas mengalami penurunan. Hal ini disebabkan pada *flow regimes annular*, aliran didominasi oleh uap yang telah terbentuk. Fase *vapor* memiliki konduktivitas kalor yang rendah sehingga menyebabkan *heat flux* mengalami penurunan yang menjadikan nilai koefisien perpindahan panas juga mengalami penurunan.

Tabel 4.4 Nilai Koefisien Perpindahan Panas terhadap Flow Regimes yang Terbentuk

v (m/s)	T (°C)	Koefisien Perpindahan Panas Konveksi (W/m^2K)					
		Bubbly	Plug	Slug	Wavy	Annular / Stratified	Rata-Rata
0.3	350	2304,65	2639,5	2921,45	-	5841,9 (Stratified)	2002,3
	450	2423,62	2509,86	2959,7	4166,35	2233,6 (Annular)	1721,15
0.5	350	4125,93	4276,24	4515,95	-	6580,63 (Stratified)	2672,37
	450	2237,87	2981,66	3699,57	4826,72	4045,95 (Annular)	1933.02

4.14 Grafik Koefisien Perpindahan Konveksi Pada Tiap-Tiap Variasi

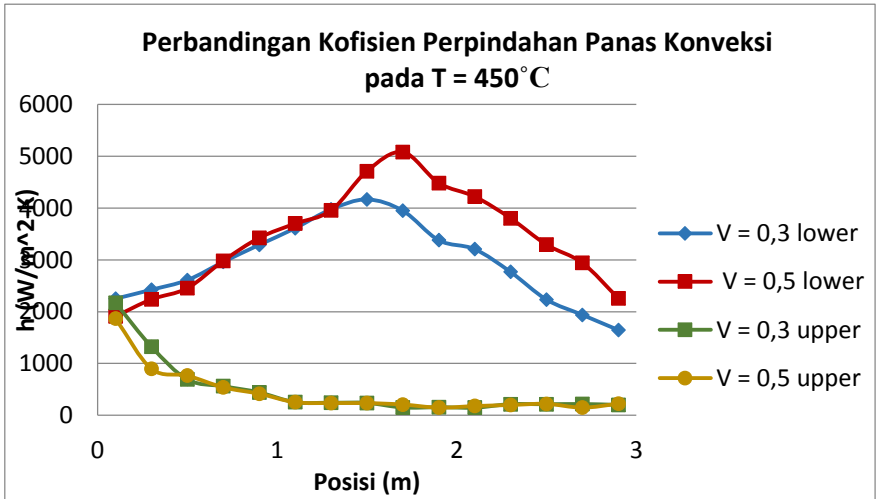
Gambar 4.10 memperlihatkan nilai koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata dari masing-masing variasi. Pada variasi kecepatan 0.3 m/s dan Temperatur 350 °C, nilai koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata adalah 2002.3 W/m^2-K sedangkan pada temperatur 450 °C, nilai koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata adalah 1721.15 W/m^2-K . Pada variasi kecepatan 0.5 m/s dan Temperatur 350 °C, nilai koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata adalah 2672.37 W/m^2-K sedangkan pada temperatur 450 °C, nilai koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata 1933.02 W/m^2-K .



Gambar 4.10 Grafik Koefisien Perpindahan Konveksi Pada Tiap-Tiap Variasi

Dapat dilihat dari grafik di atas bahwa semakin besar kecepatan masuk fluida maka koefisien perpindahan panas konveksi semakin besar. Sebaliknya, semakin tinggi temperatur dinding *tube*, maka koefisien perpindahan panas konveksi semakin kecil. Hal ini sesuai dengan penelitian yang dilakukan oleh Gao Lili (2012) dengan judul “*The Numerical Simulation of Flow and Boiling Heat Transfer of Two Phases in Horizontal tube*”.

4.15 Pengaruh Kecepatan Fluida terhadap Nilai Koefisien Perpindahan Panas Konveksi

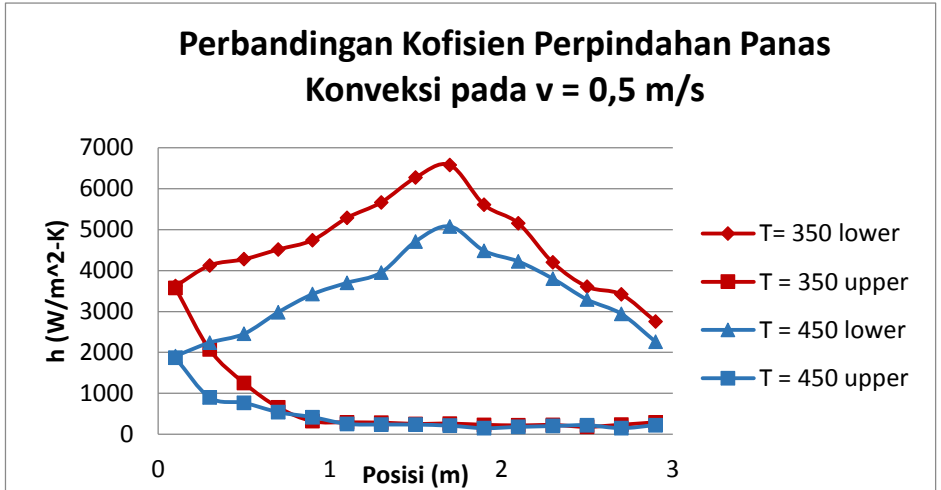


Gambar 4.11 Grafik Pengaruh Kecepatan Fluida terhadap Nilai Koefisien Perpindahan Panas Konveksi

Gambar 4.11 memperlihatkan nilai koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata pada nilai temperature dinding *tube* yang sama yakni 450°C . Pada kecepatan masukan fluida sebesar $0,3\text{ m/s}$ nilai koefisien perpindahan panas pada bagian puncak sebesar $4166,35\text{ W/m}^2\text{-K}$ pada bagian lower sedangkan jika kecepatan dinaikkan menjadi $0,5\text{ m/s}$ maka nilai koefisien konveksi rata-rata lebih tinggi mencapai $4826,72\text{ W/m}^2\text{-K}$ pada bagian puncaknya. Hal ini menunjukkan bahwa semakin besar kecepatan masukan fluida maka nilai koefisien konveksinya juga akan semakin besar dan hal tersebut sesuai dengan penelitian yang dilakukan oleh Gao Lili (2012) dengan judul “*The Numerical Simulation of Flow and Boiling Heat Transfer of Two Phases in Horizontal tube*”. Nilai koefisien perpindahan panas konveksi yang semakin besar pada kecepatan masukan fluida yang besar diakibatkan oleh aliran fluida di dalam tube yang turbulen dan *chaotic* menjadikan nilai *reynold number* menjadi besar dan mengakibatkan *nusselt number* semakin

besar. Sehingga nilai koefisien perpindahan panas yang merupakan fungsi dari *nusselt number* juga menjadi semakin besar.

4.16 Pengaruh Temperatur Dinding terhadap Nilai Koefisien Perpindahan Panas Konveksi



Gambar 4.12 Grafik Pengaruh Temperatur Dinding terhadap Nilai Koefisien Perpindahan Panas Konveksi

Gambar 4.12 memperlihatkan nilai koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata pada nilai kecepatan masukan fluida yang sama yakni 0,5 m/s. Pada temperatur dinding *tube* sebesar 350°C nilai koefisien perpindahan panas pada bagian puncak sebesar 6580,63 W/m²-K pada bagian lower sedangkan jika temperature dinding dinaikkan menjadi 450°C maka nilai koefisien konveksi rata-rata lebih rendah yakni 4826,72 W/m²-K pada bagian puncaknya. Hal ini menunjukkan bahwa semakin besar temperature dinding *tube* maka nilai koefisien konveksinya akan semakin rendah. Hal tersebut sesuai dengan penelitian yang dilakukan oleh Gao Lili (2012) dengan judul “*The Numerical*

Simulation of Flow and Boiling Heat Transfer of Two Phases in Horizontal tube”.

Nilai koefisien perpindahan panas konveksi yang semakin rendah pada temperature dinding *tube* yang tinggi diakibatkan karena perbedaan nilai temperature dinding dan temperature saturasi fluida yang semakin besar. Rumusan perhitungan nilai koefisien perpindahan panas konveksi adalah nilai heat flux dibagi dengan temperatur dinding yang diselisihkan dengan temperature fluida. Sehingga semakin tingginya temperature dinding mengakibatkan pembagiannya akan semakin besar dan mengakibatkan nilai koefisien perpindahan panas konveksi semakin rendah.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5. 1 Kesimpulan

Berdasarkan simulasi yang telah dilakukan, berikut ini kesimpulan yang didapat dari penelitian ini:

1. Semakin besar kecepatan masuk fluida, maka posisi awal terjadinya proses evaporasi akan semakin jauh dari *inlet tube*, sedangkan semakin tinggi temperatur dinding, maka posisi awal terjadinya proses evaporasi akan semakin dekat dari *inlet tube*. Pada variasi kecepatan masuk fluida 0,3 m/s dengan temperatur dinding 350°C proses *onset of nucleate boiling* pada jarak 0,0785m dari *inlet tube* sedangkan dengan temperatur dinding 450°C terletak pada jarak 0,0589m dari *inlet tube*. Pada variasi kecepatan masuk fluida 0,5 m/s dengan temperatur dinding 350°C proses *onset of nucleate boiling* pada jarak 0,0958 m dari *inlet tube* sedangkan dengan temperatur dinding 450°C terletak pada jarak 0,0697m dari *inlet tube*.
2. Semakin besar kecepatan masuk fluida, maka koefisien perpindahan panas konveksi semakin besar. Sebaliknya, semakin tinggi temperatur dinding *tube*, maka semakin rendah koefisien perpindahan panas konveksi. Pada variasi kecepatan masuk fluida 0,3 m/s dengan temperatur dinding 350°C nilai koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata sebesar 2002,3 W/m^2K sedangkan pada temperatur dinding 450°C sebesar 1721,15 W/m^2K . Pada variasi kecepatan masuk fluida 0,5 m/s dengan temperatur dinding 350°C nilai koefisien perpindahan panas konveksi rata-

rata sebesar $2672,37 \text{ W/m}^2\text{K}$ sedangkan pada temperatur dinding 450°C sebesar $1933.02\text{W/m}^2\text{K}$.

3. Nilai kualitas uap pada sisi *outlet tube* dengan variasi kecepatan masuk fluida $0,3 \text{ m/s}$ dengan temperatur dinding 350°C sebesar $79,43\%$ sedangkan pada temperatur dinding 450°C nilainya sebesar $87,47\%$. Pada variasi kecepatan masuk fluida $0,5 \text{ m/s}$ dengan temperatur dinding 350°C nilai kualitas uap sebesar $85,72\%$. Sedangkan pada temperatur dinding 450°C nilainya sebesar $86,63\%$.
4. Semakin tinggi temperatur dinding *tube* dan kecepatan masuk fluida, maka *flow regimes* yang terbentuk semakin *chaotic*. *Flow regimes* yang memiliki nilai koefisien perpindahan panas konveksi tertinggi adalah pada saat terbentuk *stratified flow*

5.2. Saran

Berdasarkan simulasi yang telah dilakukan, berikut ini saran yang didapat dari penelitian ini:

1. Perlu dilakukan eksperimen pada variasi yang telah ditentukan untuk melihat kondisi aktual pada proses evaporasi karena simulasi yang dilakukan pada software fluent merupakan kondisi ideal, bukan kondisi aktual.
2. Perlu dilakukan analisa simulasi yang lebih spesifik terkait dimensi dari *horizontal evaporator tube* agar *flow regimes* dan nilai koefisien perpindahan panas konveksi dapat diterapkan untuk meningkatkan performa kerja pembangkit terutama PLTGU

DAFTAR PUSTAKA

Ali Razie. [et al.] Thermal Design and Optimization of a Heat Recovery Steam Generator in a Combined-Cycle Power Plant by Applying a Genetic Algorithm [Journal]. -2018.

ANSYS, Inc ANSYS HELP [Book]. - Canonsburg : ANSYS, Inc, 2012.

Cengel, Y. A. Heat Transfer: A Practical Approach (2nd ed.) [Book]. - United States of America : McGraw-Hill, 2003.

Collier, J. G, Thome, J.R. Convective Boiling and Condensation (3rd ed.) [Book]. - United Kingdom : Oxford University Press, 1994

De Schepper Sandra C.K., J. Heynderickx Geraldine and B. Marin Guy Modeling The Evaporation of a Hydrocarbon Feedstock in The Convection Section of Steam Cracker [Journal]. - 2008.

Fluent, Inc. Fluent Theory Guide [Book]. - Lebanon : Fluent, Inc., 2006.

H. K. Versteeg W. Malalasekera An Introduction to Computational Fluid Dynamics [Book]. - New York : John Wiley & Sons Inc., 1995.

Ikhwan Nur Computational Fluid Dynamic [Book]. - Surabaya : [s.n.], 2018.

Incropera, F.P. [et al.] Fundamentals of Heat and Mass Transfer (6th ed.) [Book]. - United States of America : John Wiley & Sons Inc., 2007.

Kakac Sadik, Liu Hongtan and Pramuanjaroenkij Anchasa Heat Exchangers Selection, Rating, and Thermal Design [Book]. - New York : CRC Press Taylor & Francis Group, 2012.

Lili Gao [et al.] The Numerical Simulation of Flow and Boiling Heat Transfer of Two Phases in Horizontal Tube [Journal]. - 2012.

Sung-Min Kim and Issam Mudawar Theoretical Model for Local Heat Transfer Coefficient for Annular Flow Boiling in Circular Mini/Micro-Channels [Journal]. -2013.

LAMPIRAN

LAMPIRAN A Data Variasi Kecepatan 0.3 m/s Temperatur 350 °C

No	x	Nilai Tengah (m)	Temperatur Wall (K)	Fluid Temperatur (K)	Lower Heat Flux (W/m ²)	Upper Heat Flux (W/m ²)	h Lower (W/m ² -K)	h Upper (W/m ² -K)	
1	0-0.2	0.1	623.15	587.15	82967.95742	79540.24	2304.67	2209.45	
2	0.2-0.4	0.3	623.15	589.15	89742.6654	27298.24	2639.49	802.89	
3	0.4-0.6	0.5	623.15	589.15	99329.26524	11970.65	2921.45	352.08	
4	0.6-0.8	0.7	623.15	589.15	109429.4574	9750.71	3218.51	286.79	
5	0.8-1	0.9	623.15	589.15	122425.5674	9226.14	3600.75	271.36	
6	1-1.2	1.1	623.15	589.15	138423.3274	8923.76	4071.27	262.46	
7	1.2-1.4	1.3	623.15	589.15	160549.6654	8887.01	4722.05	261.38	
8	1.4-1.6	1.5	623.15	589.15	179426.8173	7576.38	5277.26	222.83	
9	1.6-1.8	1.7	623.15	589.15	198624.7684	7378.54	5841.90	217.02	
10	1.8-2	1.9	623.15	589.15	182691.8632	6326.13	5373.29	186.06	
11	2-2.2	2.1	623.15	589.15	137410.1712	6187.01	4041.48	181.97	
12	2.2-2.4	2.3	623.15	589.15	97428.9171	6197.16	2865.56	182.27	
13	2.4-2.6	2.5	623.15	589.15	86540.6189	6578.27	2545.31	193.48	
14	2.6-2.8	2.7	623.15	589.15	79424.7252	6712.28	2336.02	197.42	
15	2.8-3.0	2.9	623.15	589.15	77412.8263	6987.82	2276.85	205.52	
Rata-Rata								3602.39	402.20

LAMPIRAN B Data Variasi Kecepatan 0.3 m/s Temperatur 450 °C

No	x	Nilai Tengah (m)	Temperatur Wall (K)	Fluid Temperatur (K)	Lower Heat Flux (W/m ²)	Upper Heat Flux (W/m ²)	h Lower (W/m ² -K)	h Upper (W/m ² -K)	
1	0-0.2	0.1	723.15	587.15	301543.8729	291073.6249	2217.23	2140.25	
2	0.2-0.4	0.3	723.15	589.15	324765.4326	177543.4327	2423.62	1324.95	
3	0.4-0.6	0.5	723.15	589.15	349721.8765	92654.2165	2609.86	691.45	
4	0.6-0.8	0.7	723.15	589.15	396598.9823	75221.8235	2959.69	561.36	
5	0.8-1	0.9	723.15	589.15	440783.5674	59241.4382	3289.43	442.10	
6	1-1.2	1.1	723.15	589.15	483752.2378	33923.2174	3610.09	253.16	
7	1.2-1.4	1.3	723.15	589.15	532661.2154	32621.0271	3975.08	243.44	
8	1.4-1.6	1.5	723.15	589.15	558291.4574	32121.7139	4166.35	239.71	
9	1.6-1.8	1.7	723.15	589.15	529017.9843	20178.4329	3947.90	150.59	
10	1.8-2	1.9	723.15	589.15	452752.2378	20932.1297	3378.75	156.21	
11	2-2.2	2.1	723.15	589.15	429661.2154	19903.6529	3206.43	148.53	
12	2.2-2.4	2.3	723.15	589.15	370765.4326	28729.1973	2766.91	214.40	
13	2.4-2.6	2.5	723.15	589.15	299301.4574	28652.7152	2233.59	213.83	
14	2.6-2.8	2.7	723.15	589.15	259743.8729	29230.9274	1938.39	218.14	
15	2.8-3.0	2.9	723.15	589.15	220661.2154	26982.1297	1646.73	201.36	
Rata-Rata								2958.00	479.96

LAMPIRAN C Data Variasi Kecepatan 0.5 m/s Temperatur 350 °C

No	x	Nilai Tengah (m)	Temperatur Wall (K)	Fluid Temperatur (K)	Lower Heat Flux (W/m ²)	Upper Heat Flux (W/m ²)	h Lower (W/m ² -K)	h Upper (W/m ² -K)
1	0-0.2	0.1	623.15	587.15	130271.2618	128772.2475	3618.65	3577.01
2	0.2-0.4	0.3	623.15	589.15	140281.6654	70372.2465	4125.93	2069.77
3	0.4-0.6	0.5	623.15	589.15	145392.2652	42654.6543	4276.24	1254.55
4	0.6-0.8	0.7	623.15	589.15	153542.4574	22265.7132	4515.95	654.87
5	0.8-1	0.9	623.15	589.15	161275.5674	10826.1421	4743.40	318.42
6	1-1.2	1.1	623.15	589.15	179742.3274	9923.7698	5286.54	291.88
7	1.2-1.4	1.3	623.15	589.15	192654.6654	9687.0139	5666.31	284.91
8	1.4-1.6	1.5	623.15	589.15	213242.4574	8576.3863	6271.84	252.25
9	1.6-1.8	1.7	623.15	589.15	223741.5674	8878.5431	6580.63	261.13
10	1.8-2	1.9	623.15	589.15	190762.7684	7826.1398	5610.67	230.18
11	2-2.2	2.1	623.15	589.15	175275.5674	7323.7698	5155.16	215.40
12	2.2-2.4	2.3	623.15	589.15	142742.3274	7667.0139	4198.30	225.50
13	2.4-2.6	2.5	623.15	589.15	122654.6654	6176.3863	3607.49	181.66
14	2.6-2.8	2.7	623.15	589.15	116142.4574	7878.5431	3415.95	231.72
15	2.8-3.0	2.9	623.15	589.15	93741.56742	9923.7698	2757.10	291.88
Rata-Rata							4655.35	689.41

LAMPIRAN D Data Variasi Kecepatan 0.5 m/s Temperatur 450 °C

No	x	Nilai Tengah (m)	Temperatur Wall (K)	Fluid Temperatur (K)	Lower Heat Flux (W/m ²)	Upper Heat Flux (W/m ²)	h Lower (W/m ² -K)	h Upper (W/m ² -K)
1	0-0.2	0.1	723.15	587.15	259796.9574	253972.2475	1910.27	1867.44
2	0.2-0.4	0.3	723.15	589.15	299874.6654	120372.2465	2237.87	898.30
3	0.4-0.6	0.5	723.15	589.15	328732.2652	102654.6543	2453.23	766.08
4	0.6-0.8	0.7	723.15	589.15	399542.4574	72265.7132	2981.66	539.30
5	0.8-1	0.9	723.15	589.15	458742.5674	55826.1421	3423.45	416.61
6	1-1.2	1.1	723.15	589.15	495742.3274	33923.7698	3699.57	253.16
7	1.2-1.4	1.3	723.15	589.15	529654.6654	31687.0139	3952.65	236.47
8	1.4-1.6	1.5	723.15	589.15	631242.4574	31576.3863	4710.76	235.64
9	1.6-1.8	1.7	723.15	589.15	680741.5674	27878.5431	5080.16	208.05
10	1.8-2	1.9	723.15	589.15	600762.7684	19826.1398	4483.30	147.96
11	2-2.2	2.1	723.15	589.15	565742.3274	23923.7698	4221.96	178.54
12	2.2-2.4	2.3	723.15	589.15	509654.6654	26687.0139	3803.39	199.16
13	2.4-2.6	2.5	723.15	589.15	441242.4574	29576.3863	3292.85	220.72
14	2.6-2.8	2.7	723.15	589.15	394201.5674	19878.5431	2941.80	148.35
15	2.8-3.0	2.9	723.15	589.15	302762.7684	29826.1398	2259.42	222.58
Rata-Rata							3430.16	435.89

BIOGRAFI PENULIS



Shafira Aulia Romadanna lahir di Mojokerto pada tanggal 22 Januari 1998. Penulis merupakan anak pertama dari tiga bersaudara. Penulis memulai belajar di SDIT Al-Akbar Mojokerto, SMPN 1 Mojokerto, SMAN 1 Puri Mojokerto, hingga ke jenjang sarjana di Departemen Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember pada tahun 2016 dengan NRP 021116410000018.

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. Selain penulis juga menjadi guru privat untuk anak sekolah dasar di Surabaya.

Selama menjadi mahasiswa, penulis aktif berorganisasi di luar perkuliahan pada Paguyuban Gus & Yuk Kabupaten Mojokerto. Penulis juga sering menjadi *trainer team* untuk *hospitality training* pada beberapa perusahaan dan hotel di Surabaya dan sekitarnya. Penulis berharap selama menjalani proses perkuliahan dapat menyeimbangkan antara kemampuan akademik serta *soft skill*. Penulis dapat dihubungi melalui *email* shafiraulia370@gmail.com

“Process Never Betray the Result”