



**TUGAS AKHIR – TM141585**

**STUDI SIMULASI NUMERIK DAN EKSPERIMENTAL  
PENGARUH PENAMBAHAN *FIN* BERBENTUK  
SETENGAH SILINDER TEGAK LURUS ALIRAN  
YANG DIPASANG PADA BAGIAN BAWAH PLAT  
*ABSORBER* BERBENTUK V TERHADAP EFISIENSI  
KOLEKTOR SURYA PEMANAS UDARA**

Fajar Sri Lestari Pangukir  
NRP 2112 100 064

Pembimbing:  
Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichسانی, M.Eng.

**PROGRAM SARJANA  
JURUSAN TEKNIK MESIN  
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI  
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER  
SURABAYA  
2016**



**FINAL PROJECT – TM141585**

**NUMERICAL AND EXPERIMENTAL STUDY  
EFFECT OF ADDING A HALF CYLINDRICAL  
FIN PERPENDICULAR ON V CORRUGATED  
ABSORBER PLATE TO EFFICIENCY OF SOLAR  
AIR COLLECTOR**

Fajar Sri Lestari Pangukir  
NRP 2112 100 064

Academic advisor:  
Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichسانی, M.Eng.

**DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING  
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY  
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF  
TECHNOLOGY  
SURABAYA  
2016**

**STUDI SIMULASI NUMERIK DAN EKSPERIMENTAL  
PENGARUH PENAMBAHAN FIN BERBENTUK  
SETENGAH SILINDER TEGAK LURUS ALIRAN YANG  
DIPASANG PADA BAGIAN BAWAH PLAT ABSORBER  
BERBENTUK V TERHADAP EFISIENSI KOLEKTOR  
SURYA PEMANAS UDARA**

**TUGAS AKHIR**

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

Oleh :

**FAJAR SRI LESTARI PANGUKIR**

NRP. 2112 100 064

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng ..... (Pembimbing)  
(NIP. 195310191979031002)
2. Ary Bachtiar Khrisna P., ST, MT, Ph.D. .... (Penguji I)  
(NIP. 197105241997021001)
3. Dr. Wawan Aries Widodo, ST, MT ..... (Penguji II)  
(NIP. 197104051997021001)
4. Dr. Bambang Sudarmanta, ST, MT ..... (Penguji III)  
(NIP. 197301161997021001)

**SURABAYA**

**JULI, 2016**

**STUDI SIMULASI NUMERIK DAN  
EKSPERIMENTAL PENGARUH PENAMBAHAN  
FIN BERBENTUK SETENGAH SILINDER TEGAK  
LURUS ALIRAN YANG DIPASANG PADA BAGIAN  
BAWAH PLAT ABSORBER BERBENTUK V  
TERHADAP EFISIENSI KOLEKTOR SURYA  
PEMANAS UDARA**

**Nama Mahasiswa** : Fajar Sri Lestari Pangukir  
**NRP** : 2112 100 064  
**Jurusan** : Teknik Mesin, FTI-ITS  
**Dosen Pembimbing** : Prof.Dr.Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng.

**Abstrak**

*Energi menjadi bagian vital dalam kehidupan manusia. Energi fosil termasuk energi yang tidak dapat diperbarui sehingga keberadaannya lama kelamaan akan habis. Energi surya termasuk energi terbarukan yang mudah didapat dan ramah lingkungan terutama pada negara yang terletak pada garis khatulistiwa, Indonesia, dengan intensitas radiasi matahari rata-rata sekitar 5.6 kWh per meter persegi per hari. Energi ini dapat dikonversi menjadi energi termal menggunakan kolektor surya. Energi termal dapat dimanfaatkan untuk proses pengeringan misalnya pengeringan hasil pertanian, ikan, dan lain-lain. Kolektor surya (solar collector) merupakan alat yang memanfaatkan energi radiasi matahari untuk diserap oleh plat penyerap selanjutnya dipindahkan ke fluida kerja yakni udara atau air. Untuk meningkatkan efisiensi termal kolektor surya salah satunya dengan meningkatkan koefisien konveksi dengan meningkatkan turbulensi aliran di dalam duct kolektor surya. Hal ini dapat dicapai dengan memberikan gangguan aliran berupa obstacle dan fin agar memperluas area perpindahan panas.*

*Penggunaan fin akan memperluas area perpindahan panas namun juga diikuti kenaikan pressure drop. Pemilihan diameter fin yakni 6,8,10 mm berbentuk setengah silinder serta jarak fin terhadap obstacle yakni 0.25L;0.5L;0.75L dilakukan dengan metode simulasi numerik menggunakan software Fluent 6.3.26 dan software GAMBIT 2.4.6. Hasil permodelan didapatkan diameter fin 6mm dan jarak 0.5L paling optimum selanjutnya dilakukan studi eksperimen untuk menguji pengaruh fin terhadap performansi dan efisiensi kolektor surya. V corrugated absorber plate, obstacle berbentuk segitiga dengan sudut tekuk  $30^{\circ}$  dan fin menggunakan bahan aluminium. Pengambilan data eksperimen dilakukan dengan menvariasikan laju aliran massa dari 0.002 kg/s hingga 0.008 kg/s dengan kenaikan tiap 0.002 kg/s dan intensitas radiasi yakni  $431\text{Watt/m}^2$ ,  $575\text{Watt/m}^2$ , dan  $719\text{Watt/m}^2$ .*

*Hasil yang didapatkan dari penelitian tugas akhir ini adalah nilai energi berguna yang dihasilkan ( $Q_{\text{usefull}}$ ) paling tinggi dihasilkan pada laju aliran massa sebesar 0.006 kg/s dengan intensitas radiasi  $719\text{Watt/m}^2$  yakni 93.048 Watt dan efisiensi paling ditinggi yakni 0.867 pada laju aliran massa 0.006 kg/s dengan intensitas radiasi sebesar  $431\text{Watt/m}^2$  dan penurunan tekanan sebesar 29 Pascal.*

***Kata kunci : Kolektor surya, V corrugated absorber plate, obstacle, fin, energi berguna, efisiensi kolektor surya.***

# NUMERICAL AND EXPERIMENTAL STUDY EFFECT OF ADDING A HALF CYLINDRICAL FIN PERPENDICULAR ON V CORRUGATED ABSORBER PLATE TO EFFICIENCY OF SOLAR AIR COLLECTOR

**Name** : Fajar Sri Lestari Pangukir  
**NRP** : 2112 100 064  
**Department** : Mechanical Engineering, FTI-ITS  
**Academic advsior** : Prof.Dr.Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng.

## Abstract

*Energy has been particular important in human life. Fossil energy is non-renewable energy therefore its existence will be perished. Solar energy is included renewable energy that easy to get dan enviromentally friendly in the equator zone. Indonesia has been radiated about 5.6 kWh per meter square per day. Solar energy could be convered to thermal energy using solar collector and used in crops and fish drying process etc. Solar collector recieved sun radiation by absorber plate then the energy will be transfered to working fluid, air. To produce high thermal efficiency on solar collector, we can increase convection coefficient by creating a turbulent flow in the duct. Turbulent flow can be produced by giving an obstacle dan fin to get larger heat transfer area.*

*Using fin can be expanded heat transfer area but the pressure drop increases. Fin is a half of cylindrical. Diameter of fin are 6, 8, and 10 mm. Distance between fin and obstacle is 0.25L;0.5L;0.75L. Obstacle is triangle with 30 degree bend. Solar collector is made of aluminum plate. Numerical study is used for simulating the variation of fin using Fluent 6.3.26 and GAMBIT 2.4.6. The result of numerical study stated that 6 mm on 0.5L is most optimum fin. Then, that result will be used to experimen study.*

*On the experimental study, we want to know how the performance and efficiency of solar collector by adding fins. We varied mass flow rate 0.002; 0.004; 0.006; 0.008 kg/s and radiation intensity 431;575;719Watt/m<sup>2</sup>. From experimental result, we got highest usefull energy 93.048 Watt on 0.006 kg/s and 719 Watt/m<sup>2</sup>. The highest thermal efficiency is 0.868 on 0.006 kg/s with radiation intensity 431 Watt/m<sup>2</sup> that produced 29 Pascals of pressure drop.*

***Key word : solar collector, V corrugated absorber plate, obstacle, fin, usefull energy, thermal efficiency.***

## DAFTAR ISI

<b>HALAMAN JUDUL</b>	
<b>LEMBAR PENGESAHAN</b>	
<b>ABSTRAK</b> .....	<b>iv</b>
<b>ABSTRACT</b> .....	<b>vi</b>
<b>KATA PENGANTAR</b> .....	<b>viii</b>
<b>DAFTAR ISI</b> .....	<b>x</b>
<b>DAFTAR GAMBAR</b> .....	<b>xii</b>
<b>DAFTAR TABEL</b> .....	<b>xvi</b>
<b>BAB I PENDAHULUAN</b> .....	<b>1</b>
1.1 Latar Belakang .....	1
1.2 Perumusan Masalah.....	3
1.3 Batasan Masalah.....	3
1.4 Tujuan Penelitian.....	4
1.5 Manfaat Penelitian.....	4
<b>Bab II TINJAUAN PUSTAKA</b> .....	<b>5</b>
2.1 Dasar Teori Perpindahan Panas.....	5
2.1.1 Perpindahan Panas Konduksi .....	5
2.1.2 Perpindahan Panas Konveksi .....	6
2.1.3 Perpindahan Panas Radiasi.....	7
2.1.4 Prinsip Kerja Sistem Kolektor Surya .....	8
2.1.5 Radiasi Matahari yang Diserap Kolektor Surya ..	9
2.1.6 Konsep Tahanan Termal pada Kolektor Surya .	10
2.1.7 Analisa Perpindahan Panas pada Kolektor Surya Tipe Pemanas Udara.....	11
2.1.8 Penurunan Tekanan pada Kolektor Surya .....	25
2.2 Penelitian Terdahulu.....	27
2.2.1 <i>Investigation of thermal performance of double                 pass-flat and v-corrugated plate solar air heaters.</i> El Sebaai, et all (2011).....	27
2.2.2 <i>Performance Comparison of Pin Fin in Duct                 Flow Arrays with Various Pin Cross Sections.</i> Sahiti N, et all (2005). .....	29



2.2.3 Peningkatan Kinerja Kolektor Surya Tipe V- <i>Corrugated Absorber Plate</i> Menggunakan <i>Obstacle</i> yang Ditekuk Secara Vertikal. Ekadewi Anggraini Handoyo (2014).....	31
<b>BAB III METODE PENELITIAN.....</b>	<b>35</b>
3.1 Penelitian Numerik.....	35
3.1.1 Tahap <i>pre-processing</i> menggunakan <i>software</i> GAMBIT 2.4.6 .....	35
3.1.2 Desain Pemilihan <i>Fin</i> .....	39
3.2 Penelitian Eksperimen .....	40
3.2.1 Variasi Kecepatan.....	40
3.2.2 Variasi Intensitas Cahaya .....	40
3.2.3 Gambaran Sistem Kerja.....	41
3.3 Parameter yang Diukur dan Peralatan Penelitian .....	42
3.4 Tahap-Tahap Penelitian.....	46
3.5 <i>Flowchart</i> .....	48
3.6 Grafik Pengolahan Data.....	52
<b>BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN .....</b>	<b>53</b>
4.1 <i>Grid Independency</i> .....	53
4.2 Hasil Simulasi.....	55
4.3 Hasil Eksperimen.....	62
4.4 Perhitungan Data .....	62
4.5 Analisa Energi Berguna Terhadap Variasi Intensitas Radiasi dan Laju Aliran Massa .....	72
4.6 Analisa Efisiensi Terhadap Variasi Intensitas Radiasi dan Laju Aliran Massa .....	76
4.7 Penurunan tekanan dan Koefisien Friksi Aliran Udara .....	77
<b>BAB V KESIMPULAN DAN SARAN.....</b>	<b>81</b>
5.1 Kesimpulan.....	81
5.2 Saran.....	81
<b>DAFTAR PUSTAKA .....</b>	<b>83</b>
<b>LAMPIRAN .....</b>	<b>xviii</b>
<b>BIODATA PENULIS .....</b>	<b>xxiv</b>

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1 Konsumsi energi Indonesia menurut jenis energi (ESDM, 2013).....	1
Gambar 1.2 Skema kolektor surya pemanas udara konvensional .....	2
Gambar 2.1 Skema Kolektor Surya.....	9
Gambar 2.2 Skema tahanan termal kolektor surya dengan <i>plat absorber</i> tipe <i>V-corrugated</i> dengan penambahan <i>obstacle</i> dan <i>fin</i> .....	10
Gambar 2.3 Skema plat absorber bentuk-V dan kaca penutup (Randall, 1978) .....	12
Gambar 2.4 Luasan penampang <i>inlet</i> fluida.....	14
Gambar 2.5 Keliling penampang <i>inlet</i> fluida .....	15
Gambar 2.6 Tahanan termal pada isolator bagian bawah.....	20
Gambar 2.7 Permukaan dengan <i>fin</i> (Incropera, 2011).....	23
Gambar 2.8 Enam <i>pin fin</i> yang diuji (Sahiti, 2005) .....	24
Gambar 2.9 (a) Kolektor surya dengan plat datar, DPFPSAH;(b) Kolektor surya dengan <i>V-corrugated plate absorber</i> , DPCPSAH (El Sebaai, 2011) .....	27
Gambar 2.10 Skema pengujian kolektor surya (El Sebaai, 2011) .....	28
Gambar 2.11 Perbandingan hasil pengukuran temperatur fluida keluar saluran bagian bawah dan atas pada DPFPSAH dan DPCPSAH (El Sebaai, 2011) .....	28
Gambar 2.12 Kinerja kolektor surya DPFPSAH dan DPCPSAH (El Sebaai, 2011) .....	29
Gambar 2.13 Bentuk <i>duct</i> yang digunakan dengan penambahan <i>pin fin</i> (Sahiti, 2005) .....	30
Gambar 2.14 <i>Mesh</i> untuk bentuk NACA .....	30
Gambar 2.15 Perbandingan nilai perpindahan panas per luasan <i>base</i> ( $\dot{q}_p$ ) dan <i>power input</i> per luasan <i>base</i> ( $e_b$ ) yang disusun secara (a) <i>staggered</i> ; (b) <i>inline</i> (Sahiti, 2005) .....	31

Gambar 2.16 Rancangan kolektor surya yang digunakan (a) dimensi kolektor surya (b) dimensi <i>obstacle</i> .....	32
Gambar 2.17 Rasio penurunan tekanan terhadap penurunan efisiensi <i>obstacle</i> pada intensitas radiasi (a) 430 Watt/m <sup>2</sup> ;(b) 573 Watt/m <sup>2</sup> ; (c) 716 Watt/m <sup>2</sup> .....	33
Gambar 3.1 Model <i>V-corrugated absorber</i> sudut 20° .....	36
Gambar 3.2 (a) <i>Meshing</i> pada <i>V-corrugated absorber</i> sudut 20° 3D dengan tipe <i>TGrid</i> pada GAMBIT; (b) Pebesarannya kualitas <i>meshing</i> .....	36
Gambar 3.3 Kondisi batas yang digunakan dalam simulasi .....	37
Gambar 3.4 (a) <i>Fin</i> diameter 6 mm; (b) 8 mm; (c) 10 mm .....	39
Gambar 3.5 (a) Skema peralatan eksperimen (b) Foto alat eksperimen .....	42
Gambar 3.6 (a) Posisi penempatan <i>Thermal Sensor</i> pandangan samping (b) pandangan depan (c) posisi penempatan <i>pressure tap</i> (terlampir) .....	43
Gambar 3.7 (a) Termometer <i>Infrared</i> ; (b) <i>Voltage Regulator</i> ; (c) <i>Pressure Gage</i> ; (d) <i>Pyranometer</i> ; (e) <i>Anemometer</i> ; (f) <i>Thermocouple multiplex</i> dan arduino; (g) <i>Blower</i> dan <i>inverter</i> ; (h) Lampu halogen .....	46
Gambar 3.8 <i>Flowchart</i> Penelitian.....	48
Gambar 3.9 <i>Flowchart</i> Pengambilan Data .....	49
Gambar 3.10 (a) <i>Flowchart</i> Perhitungan.....	50
Gambar 3.11 (b) Lanjutan <i>Flowchart</i> Perhitungan.....	51
Gambar 4.1 Rancangan <i>mesh</i> .....	53
Gambar 4.2 Nilai <i>error grid independency</i> .....	55
Gambar 4.3 Perbandingan diameter <i>fin</i> dan perbedaan temperatur .....	56
Gambar 4.4 (a) Vektor kecepatan menggunakan <i>iso surface</i> pada <i>Y coordinate</i> 0.01 m pada <i>fin</i> berdiameter 6 mm dengan jarak <i>obstacle</i> 0.5L (b) Pebesarannya vektor kecepatan.....	57
Gambar 4.5 (a) Vektor kecepatan menggunakan <i>iso surface</i> pada <i>X coordinate</i> 0.015 m pada <i>fin</i> berdiameter 6mm	

	dengan jarak <i>obstacle</i> 0.25L (b) Perbesaran vektor kecepatan .....	58
Gambar 4.6	Vektor kecepatan menggunakan <i>iso surface</i> pada Y <i>coordinate</i> 0.01 m pada <i>fin</i> berdiameter 10 mm dengan jarak <i>obstacle</i> 0.25L .....	59
Gambar 4.7	Perbandingan diameter <i>fin</i> dan penurunan tekanan.. .....	60
Gambar 4.8	Rasio total pada tiap variasi <i>fin</i> .....	61
Gambar 4.9	Grafik energi berguna termo fungsi laju aliran massa pada variasi intensitas radiasi .....	73
Gambar 4.10	Grafik energi berguna energi surya fungsi laju aliran massa pada variasi intensitas radiasi.....	74
Gambar 4.11	Grafik temperatur plat penyerap fungsi laju aliran massa pada variasi intensitas radiasi.....	75
Gambar 4.12	Grafik efisiensi kolektor surya fungsi laju aliran massa pada variasi intensitas radiasi.....	76
Gambar 4.13	Grafik <i>overall heat coefficient top</i> ( $U_T$ ) fungsi laju aliran massa pada variasi intensitas radiasi.....	77
Gambar 4.14	Grafik koefisien friksi aliran fungsi <i>reynolds number</i> pada intensitas 719 Watt/m <sup>2</sup> .....	78

*(Halaman sengaja dikosongkan)*

## DAFTAR TABEL

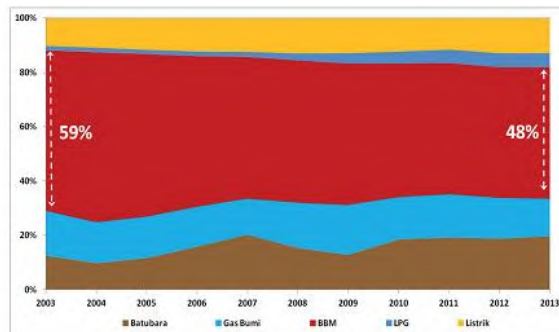
Tabel 2.1 Nilai konstanta untuk penggunaan pada persamaan (2.14).....	12
Tabel 3.1 Parameter yang digunakan pada simulasi .....	37
Tabel 3.2 Ukuran <i>Fin</i> .....	39
Tabel 3.3 Desain Eksperimen.....	47
Tabel 3.4 Pengambilan Data Eksperimen .....	47
Tabel 4.1 Jumlah <i>cell</i> , <i>face</i> , dan <i>node</i> dari kelima <i>mesh</i> yang diuji .....	53
Tabel 4.2 Hasil simulasi variasi <i>mesh</i> .....	54
Tabel 4.3 Hasil simulasi variasi diameter <i>fin</i> dan jarak.....	56

*(Halaman sengaja dikosongkan)*

# BAB I PENDAHULUAN

## 1.1 Latar Belakang

Energi menjadi bagian vital dalam kehidupan manusia. Kebutuhan energi meningkat seiring dengan meningkatnya jumlah populasi manusia. Sumber energi paling banyak digunakan oleh manusia adalah energi fosil meliputi minyak bumi, batu bara dan gas. Menurut ESDM (2013), konsumsi jenis energi Indonesia antara lain batubara, gas bumi, bahan bakar minyak (BBM), *Liquified Petroleum Gas* (LPG), dan listrik. Konsumsi BBM memiliki porsi terbanyak dari kebutuhan total energi yakni 48% pada akhir 2013. Energi fosil termasuk energi yang tidak dapat diperbarui sehingga keberadaannya lama kelamaan akan habis.



**Gambar 1.1** Konsumsi energi Indonesia menurut jenis energi (ESDM, 2013)

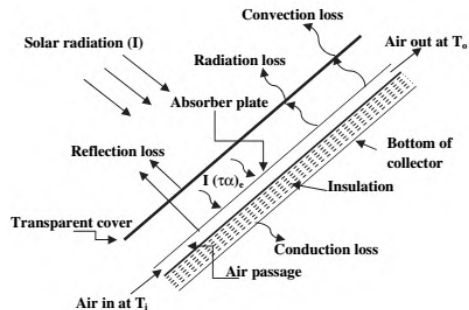
Ketersediaan energi elektromagnetik dari surya (matahari) di Indonesia cukup melimpah. Energi surya termasuk energi terbarukan yang mudah didapat dan ramah lingkungan terutama pada negara yang terletak pada garis khatulistiwa, Indonesia, dengan intensitas radiasi matahari rata-rata sekitar 5.6 kWh per meter persegi per hari. Energi ini dapat dikonversi menjadi energi



termal menggunakan kolektor surya. Energi termal dapat dimanfaatkan untuk proses pengeringan misalnya pengeringan hasil pertanian, ikan, dan lain-lain.

Kolektor surya (*solar collector*) merupakan alat yang memanfaatkan energi radiasi matahari untuk diserap oleh plat penyerap selanjutnya dipindahkan ke fluida kerja. Fluida kerja pada kolektor surya dapat berupa air atau udara. Menurut Frank dan DeWitt (2002), koefisien perpindahan kalor konveksi gas lebih rendah dari cairan sehingga efisiensi kolektor surya pemanas udara cenderung rendah.

Secara umum, bentuk kolektor surya untuk pemanas udara terdiri dari plat penyerap yang berfungsi untuk menyerap radiasi matahari, *duct* sebagai saluran tempat udara mengalir, kaca penutup dan blower untuk mengalirkan udara (Gambar 1.2).



**Gambar 1.2** Skema kolektor surya pemanas udara konvensional

Upaya untuk meningkatkan koefisien perpindahan panas pada kolektor surya adalah dengan mengganti plat penyerap yang umumnya plat datar dengan plat bergelombang atau *v-corrugated absorber plate* (El Sebaai, 2011). Menurut El Sebaai, *v-corrugated absorber plate* mempunyai efisiensi 11-14% lebih tinggi dari plat datar. Upaya peningkatan koefisien konveksi dengan meningkatkan turbulensi aliran dalam plat penyerap adalah gabungan *v-corrugated absorber plate* ditambahkan *obstacles*

yang ditekuk vertikal dengan sudut  $30^0$  (Ekadewi, 2014). Hasil yang didapatkan bahwa sudut tekuk optimal pada sudut  $30^0$  memberikan rasio penurunan tekanan dibanding efisiensi yang paling tinggi ( $\Delta P/\Delta Eff$ ). Penggunaan *v-corrugated absorber plate* dan penambahan *obstacle* terbukti dapat koefisien perpindahan panas kolektor surya. Pada penelitian ini upaya peningkatan efisiensi kolektor surya dilakukan dengan penambahan fin sebagai *extended surface* pada kolektor berbentuk V dengan penggunaan *obstacle*.

### 1.2 Perumusan Masalah

Dari penelitian terdahulu dilakukan cara untuk meningkatkan perpindahan kalor pada kolektor surya pemanas udara dengan menggunakan *v-corrugated absorber plate* ditambahkan dengan *obstacles*. Penambahan *fins* dapat memperluas area perpindahan panas. Untuk memperoleh efisiensi maksimum maka perlu direncanakan *fin* yang sesuai dengan bervariasi diameter dan jarak *fin* terhadap *obstacle* berbentuk setengah silinder. Permasalahan yang didapatkan pada kolektor surya ini adalah sebagai berikut :

1. Bagaimana pengaruh variasi diameter dan jarak *fin* terhadap *obstacle* terhadap performansi kolektor surya?
2. Bagaimana pengaruh penambahan *fin* terhadap performansi dan efisiensi kolektor surya?
3. Bagaimana pengaruh kecepatan fluida masuk dan intensitas radiasi terhadap performansi dan efisiensi kolektor surya?

### 1.3 Batasan Masalah

Beberapa batasan dan asumsi yang diambil dalam penelitian ini adalah :

1. Analisa performansi kolektor surya dilakukan pada *steady state condition*
2. Aliran udara yang mengalir di dalam *duct* kolektor surya dianggap satu dimensi (1D)

3. Penggunaan bahan untuk plat *absorber* dan *fin* adalah aluminium
4. *Obstacle* dianggap tidak memindahkan panas
5. Temperatur *obstacle* dianggap sama dengan temperatur *base*
6. *Contact resistance* pada *fin* dan plat *absorber* diabaikan
7. Udara sekeliling kolektor surya dianggap udara diam
8. Pengambilan data dilaksanakan di laboratorium dengan menggunakan lampu halogen sebagai pengganti sinar matahari (*artificial sun*)
9. Variasi intensitas radiasi lampu dibawah *range* intensitas radiasi maksimal di Surabaya yakni sekitar 801 Watt/m<sup>2</sup> (berdasarkan PVGIS *online application*)
10. Data-data lain yang diperlukan dalam perencanaan dan analisa diambil sesuai dengan literatur yang relevan

#### **1.4 Tujuan Penelitian**

Tujuan dalam penelitian ini dibagi menjadi dua bagian yakni tujuan simulasi numerik dan tujuan eksperimen. Tujuan dari simulasi numerik sebagai berikut :

1. Mengetahui diameter *fin* yang optimum
2. Mengetahui jarak *fin* terhadap *obstacle* yang optimum

Tujuan dari studi eksperimen pada penelitian ini adalah :

1. Menguji performansi dan efisiensi kolektor surya dari hasil simulasi yang paling optimal
2. Mengetahui pengaruh perubahan kecepatan fluida masuk dan intensitas radiasi terhadap performansi dan efisiensi kolektor surya

#### **1.5 Manfaat Penelitian**

Adapun manfaat penelitian ini sebagai berikut :

1. Mengoptimalkan penggunaan sumber energi alternatif dalam bidang pengeringan
2. Memberikan solusi terhadap permasalahan krisis energi

## BAB II TINJAUAN PUSTAKA

### 2.1 Dasar Teori Perpindahan Panas

Perpindahan panas adalah bentuk perpindahan energi yang terjadi pada media bertemperatur tinggi ke media bertemperatur rendah. Konduksi, konveksi dan radiasi adalah bentuk- bentuk perpindahan panas.

#### 2.1.1 Perpindahan Panas Konduksi

Perpindahan panas konduksi adalah perpindahan panas tanpa disertai perpindahan molekul media perantara. Konduksi dapat terjadi pada material *solid*. Material benda padat memiliki susunan molekul yang rapat dan teratur sehingga ketika molekul tersebut bergetar akibat adanya beda temperatur, molekul tersebut akan menabrak molekul di sebelahnya dan mengakibatkan molekul yang ditabrak memperoleh energi tambahan. Besarnya laju perpindahan panas dapat dinyatakan dalam bentuk *Heat Flux*,  $q''$  ( $\frac{Watt}{m^2}$ ), yaitu perpindahan panas per satuan luas, dimana arah perpindahan panas tegak lurus dengan luasan dan besarnya sebanding dengan gradien temperturnya. Secara umum, nilai perpindahan panas dengan asumsi *steady state conditions, one dimensional conduction, no heat generation* maka distribusi temperatur pada konduksi adalah linier. Persamaan konduksi didapatkan sebagai berikut :

$$q'' \text{ conduction} = k \frac{T_1 - T_2}{L} = k \frac{\Delta T}{L} \dots\dots\dots (2.1)$$

dengan :

- $q''$  : fluks perpindahan panas konduksi ( $W/m^2$ )
- $k$  : propertis yang disebut sebagai konduktivitas termal ( $\frac{W}{m.K}$ )
- $T_1$  : temperatur pada awal (Kelvin)
- $T_2$  : temperatur pada akhir (Kelvin)

### 2.1.2 Perpindahan Panas Konveksi

Konveksi adalah bentuk perpindahan panas disertai perpindahan molekul-molekul media yang membawa energi panas dari satu titik ke titik lainnya. Konveksi terjadi pada zat cair dan gas. Perpindahan panas konveksi dibagi menjadi dua yaitu *force convection* yaitu perpindahan panas karena ada faktor luar, misalnya *fan*, *blower*, *air conditioner*, dan sebagainya dan *Free convection* yaitu perpindahan panas tanpa ada faktor luar melainkan karena *bouyancy force*. Persamaan konveksi dinyatakan sebagai berikut :

$$q''_{\text{convection}} = h(T_s - T_\infty) \dots \dots \dots (2.2)$$

dengan:

$q''_{\text{conv}}$  : fluks perpindahan panas konveksi ( $W/m^2$ )

$h$  : koefisien konveksi ( $\frac{W}{K.m^2}$ )

$T_s$  : temperatur permukaan (K)

$T_\infty$  : temperatur fluida (K)

Koefisien perpindahan panas konveksi ( $h$ ) didapatkan dari hasil perhitungan dengan beberapa faktor yang mempengaruhi. Beberapa parameter tidak berdimensi digunakan untuk menghitung nilai koefisien perpindahan panas konveksi. Parameter-parameter tersebut antara lain:

- **Reynolds number (Re)**, bilangan tanpa dimensi yang menunjukkan perbandingan antara gaya inersia dengan gaya gesek. Aliran dikategorikan sebagai aliran laminar atau turbulen dengan menghitung besar bilangan *Reynolds*. Bilangan *Reynolds* dirumuskan dalam persamaan berikut :

$$Re = \frac{V.L}{\nu} \dots \dots \dots (2.3)$$

dengan:

$V$  : kecepatan fluida (m/s)

$L$  : panjang lintasan (m)

$\nu$  : koefisien gesek kinematis ( $m^2/s$ )

- **Prandtl number (Pr)**, bilangan tanpa dimensi yang menunjukkan perbandingan antara viskositas kinematis

dengan difusivitas panas. Bilangan *Prandtl* dirumuskan persamaan sebagai berikut :

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \dots \dots \dots (2.4)$$

dengan:

$\nu$  : koefisien gesek kinematis ( $m^2/s$ )

$\alpha$  : difusivitas panas ( $m^2/s$ )

- **Nusselt number (*Nu*)**, bilangan tanpa dimensi yang menunjukkan perbandingan antara koefisien perpindahan panas konveksi ( $h$ ) dengan koefisien perpindahan panas konduksi ( $k$ ). Bilangan Nusselt dirumuskan persamaan sebagai berikut :

$$Nu = \frac{h.L}{k} \dots \dots \dots (2.5)$$

dengan:

$L$  : panjang (m)

$h$  : koefisien konveksi ( $W/m^2.K$ )

$k$  : koefisien konduksi ( $W/m.K$ )

### 2.1.3 Perpindahan Panas Radiasi

Radiasi adalah perpindahan panas tanpa melalui zat perantara melainkan melalui gelombang elektromagnetik. Setiap benda dapat memancarkan dan menyerap energi radiasi pada panjang gelombang yang berbeda-beda. Kemampuan benda untuk memancarkan radiasi ( $\epsilon$ ), dan temperatur merupakan faktor yang mempengaruhi laju perpindahan panas radiasi. Laju perpindahan panas radiasi dapat ditunjukkan oleh persamaan sebagai berikut :

$$q''_{\text{radiation}} = \sigma \cdot \epsilon_{\text{bahan}} \cdot (T_s^4 - T_{\text{sur}}^4) \dots \dots \dots (2.6)$$

dengan:

$q''_{\text{rad}}$  : fluks panas radiasi ( $W/m^2$ )

$T_s$  : temperatur permukaan (K)

$T_{\text{sur}}$  : temperatur lingkungan (K)

$\sigma$  : konstanta Stephen Boltzman ( $5.6697 \cdot 10^{-8} W/m^2.K^4$ )

$\epsilon_{\text{bahan}}$  : emmisivitas bahan

Laju perpindahan panas radiasi juga dapat dituliskan dalam bentuk lain, seperti yang ditunjukkan pada persamaan sebagai berikut :

$$q''_{rad} = h_r(T_s - T_{sur}) \dots \dots \dots (2.7)$$

dengan :

$h_r$  : koefisien perpindahan panas radiasi

Dari persamaan 2.6 dan 2.7, nilai  $h_r$  dirumuskan persamaan sebagai berikut :

$$h_r = \sigma \cdot \varepsilon (T_s + T_{sur})(T_s^4 - T_{sur}^4) \dots \dots \dots (2.8)$$

Laju perpindahan panas radiasi untuk dua plat paralel, ditunjukkan oleh persamaan berikut :

$$q''_{rad} = \frac{\sigma}{\frac{\varepsilon_1}{\varepsilon_1 + \frac{\varepsilon_2}{\varepsilon_1} - 1}} (T_1^4 - T_2^4) \dots \dots \dots (2.9)$$

dengan:

$T_1$  : temperatur permukaan (K)

$T_2$  : temperatur *surrounding* (K)

$\varepsilon_1$  : emmisivitas bahan 1

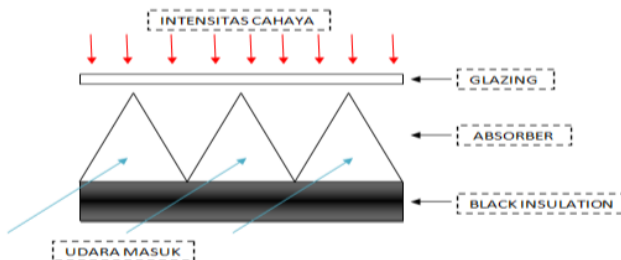
$\varepsilon_2$  : emmisivitas bahan 2

#### 2.1.4 Prinsip Kerja Sistem Kolektor Surya

Kolektor surya merupakan alat yang mampu mengubah energi radiasi matahari menjadi energi termal. Kolektor surya mampu menyerap panas matahari yang selanjutnya panas tersebut digunakan untuk memanaskan fluida kerja. Secara umum, kolektor surya terdiri dari kaca penutup, plat *absorber*, dan rangka. Sistem kerja kolektor surya yakni radiasi matahari diserap oleh plat *absorber* kemudian ditransfer ke fluida kerja yang mengalir pada *duct* di bawah plat *absorber*. Upaya peningkatan performansi kolektor surya dapat dilakukan dengan meningkatkan turbulensi aliran di dalam *duct* dengan menambahkan pengganggu aliran, *obstacle*. Olakan yang terjadi akan menyebabkan temperatur fluida keluar *duct* mengalami peningkatan. *Insulation* yang berada di bawah *duct* berfungsi sebagai isolator agar panas tidak terdistribusi keluar sistem kolektor surya. Semakin tinggi intensitas matahari maka semakin

tinggi pula panas radiasi matahari yang diserap oleh kolektor surya. Modifikasi kolektor surya dilakukan sebagai upaya untuk meningkatkan performansi dari kolektor surya.

Kolektor surya yang digunakan adalah kolektor surya jenis *v-corrugated*, dengan penambahan *obstacle* di bawah plat *absorber* dan *fin* yang menempel pada plat *absorber*. Di dalam *absorber* dipasang *obstacle* yang berbentuk segitiga secara *inline* dan *fin* berbentuk setengah silinder. Berikut skema sederhana dari kolektor surya :



**Gambar 2.1** Skema Kolektor Surya

Penggunaan *absorber* berbentuk *v-corrugated* dan penambahan *fin* bertujuan untuk memperluas daerah penyerapan panas sehingga efisiensi dari kolektor surya meningkat. *Obstacle* yang diletakkan di dalam *duct*, tempat fluida kerja mengalir bertujuan untuk menghasilkan olakan pada aliran fluida kerja sehingga perpindahan panas meningkat, begitu pula efisiensinya.

### 2.1.5 Radiasi Matahari yang Diserap Kolektor Surya

Radiasi matahari dapat digunakan sebagai energi bermanfaat bagi manusia. Energi termal yang dihasilkan kolektor surya dapat dimanfaatkan sebagai alat pengering hasil pertanian, olahan ikan laut, dan sebagainya. Namun pemanfaatan energi ini jarang digunakan manusia. Energi radiasi matahari rata-rata sebesar  $G_{sc} = 1353 \frac{W}{m^2}$  setiap saat. Beberapa faktor yang mempengaruhi

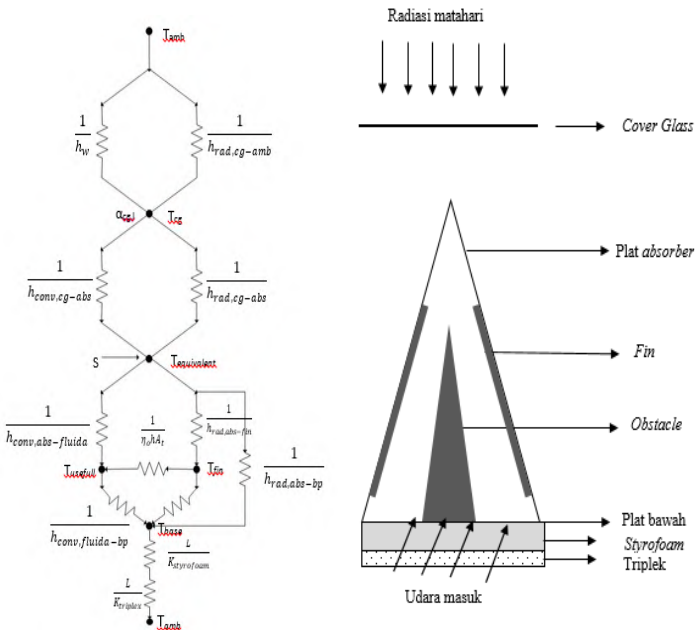


kinerja kolektor surya untuk menyerap pancaran radiasi matahari antara lain:

- Tingkat transmisivitas dan absorpsivitas dari komponen penyusun kolektor surya
- Nilai intensitas radiasi matahari di bidang ekstraterrestrial (merupakan radiasi matahari di luar atmosfer)
- Waktu penyinaran
- Lokasi penempatan kolektor surya
- Pengaruh adanya atmosfer bumi

### 2.1.6 Konsep Tahanan Termal pada Kolektor Surya

Konsep perpindahan panas pada kolektor surya secara umum dapat digambarkan dengan konsep tahanan termal berikut ini:



**Gambar 2.2** Skema tahanan termal kolektor surya dengan plat absorber tipe V-corrugated dengan penambahan obstacle dan fin

**2.1.7 Analisa Perpindahan Panas pada Kolektor Surya Tipe Pemanas Udara**

**2.1.7.1 Analisa Perpindahan Panas Konveksi**

➤ **Koefisien perpindahan panas konveksi antara kaca penutup dengan udara luar ( $h_w$ )**

Koefisien perpindahan panas konveksi oleh kaca penutup terhadap udara luar ( $h_w$ ), didasarkan pada hembusan angin di atas kaca penutup, dengan memakai persamaan:

$$h_w = \frac{Nu_L k}{L} \dots\dots\dots (2.10)$$

dengan :

$h_w$  : koefisien konveksi *wind* (W/m<sup>2</sup>.K)

$k$  : koefisien konduksi (W/m.K)

$L$  : panjang *cover* (m)

Untuk *free convection* bilangan *Nusselt* digunakan persamaan sebagai berikut dengan asumsi udara sekitar dianggap diam, fluida dianggap sebagai gas ideal, dan propertis udara konstan.

- Aliran pada *inclined* dan *horizontal plate* (permukaan bagian atas plat panas dan permukaan bagian bawah plat dingin)

$$Nu_L = 0.54 Ra_L^{\frac{1}{4}} \dots\dots\dots (2.11)$$

$$10^4 \leq Ra_L \leq 10^7$$

$$Nu_L = 0.15 Ra_L^{\frac{1}{3}} \dots\dots\dots (2.12)$$

$$10^7 \leq Ra_L \leq 10^{11}$$

$$Ra = \frac{g \beta' \Delta T L^3}{\nu \alpha} \dots\dots\dots (2.13)$$

dengan :

$g$  : konstanta gravitasi (m/s<sup>2</sup>)

$\beta'$  : koefisien ekspansi volumetrik (untuk gas ideal  $\beta = \frac{1}{T}$ )

$\Delta T$  : perbedaan temperatur antara penutup dengan udara sekitar (K)

$L$  : panjang kaca penutup (m)

$\nu$  : viskositas kinematik (m<sup>2</sup>/s)

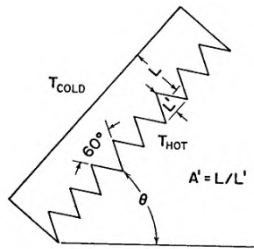
$\alpha$  : viskositas termal (m<sup>2</sup>/s)

➤ **Koefisien perpindahan panas konveksi antara plat absorber dengan kaca penutup (hc, cg-ap)**

Randall, 1978, melakukan penelitian mengenai kolektor surya dengan *Vee-Corrugated Enclosures*. Plat absorber *v corrugated* dengan gelombang ke arah horizontal pada kolektor surya ditujukan untuk meningkatkan kemampuan penyerapan terhadap perpindahan panas radiasi. Randall menginvestigasi permukaan gelombang bentuk *Vee* dan mengkorelasikan data dalam bilangan *Reynolds* dan *Nusselt* dalam bentuk persamaan :

$$Nu = C_3 \cdot Ra^n \dots\dots\dots (2.14)$$

dengan nilai  $C_3$  dan  $n$  diberikan pada Tabel 2.1 berikut sebagai fungsi dari sudut kemiringan gelombang ( $\beta$ ) dan aspek perbandingan bentuk *V corrugated* ( $A'$ ), yakni perbandingan antara jarak plat absorber ke kaca penutup ( $L$ ) terhadap tinggi gelombang ( $L'$ ) seperti terlihat gambar di bawah ini:



**Gambar 2.3** Skema plat absorber bentuk-V dan kaca penutup (Randall, 1978)

**Tabel 2.1** Nilai konstanta untuk penggunaan pada persamaan (2.14)

$\theta$	$A'$	$C_3$	$n$
$0^0$	0.75	0.06	0.41
	1	0.06	0.41
	2	0.043	0.41
$45^0$	0.75	0.75	0.36
	1	0.082	0.36
	2	0.037	0.41

60°	0.75	0.162	0.3
	1	0.141	0.3
	2	0.027	0.42

Pada penelitian ini, sudut plat penyerap yang digunakan 0°, lebar efektif konveksi bebas (L) yaitu ketinggian paralel *slat arrays* ditambah dengan setengah dari ketinggian paralel segitiga *absorber*, yaitu 10 mm + (0.5 x 85) mm = 52,5 mm, dan ketinggian gelombang *v corrugated absorber plate* (L') sebesar 85 mm. Hasil perhitungan A' yaitu 0.62 maka digunakan nilai C<sub>3</sub> sebesar 0.06 dan n sebesar 0.41.

Adapun nilai persamaan *Rayleigh* memakai persamaan yakni:

$$Ra = \frac{g\beta' \Delta T_{cg-ap} L^3}{\nu \alpha} = \frac{g T_{f,cg-abs}^{-1} \Delta T_{cg-ap} L^3}{\nu \alpha} \dots \dots \dots (2.15)$$

dengan :

g : konstanta gravitasi (m/s<sup>2</sup>)

$\beta'$  : koefisien ekspansi volumetrik (untuk gas ideal  $\beta = \frac{1}{T}$ )

$\Delta T$  : perbedaan temperatur antara penutup dengan plat *absorber*

L : panjang karakteristik kaca penutup (m)

$\nu$  : viskositas kinematik (m<sup>2</sup>/s)

$\alpha$  : viskositas termal (m<sup>2</sup>/s)

Sehingga diperoleh nilai koefisien konveksi antara plat *absorber* dengan kaca penutup dengan persamaan :

$$h_{c,cg-ap} = \frac{Nu.k}{L} \dots \dots \dots (2.16)$$

### ➤ Koefisien perpindahan panas konveksi antara plat *absorber* dengan fluida ( $h_{c,ap}$ -fluida)

Perpindahan panas konveksi yang terjadi antara plat *absorber* dengan fluida di dalam *duct* adalah konveksi paksa. Plat *absorber* yang berbentuk *V corrugated* dengan tambahan *obstacle* dan *fin* maka tinjauan untuk mendapatkan bilangan *Nusselt* adalah memakai persamaan *enclosures* yakni sebagai berikut :

$$Nu = \frac{h \times D_h}{K_{fluida}} \quad (2.17)$$

$$D_h = \frac{4 \times A_c}{P} \quad (2.18)$$

dengan

$h$  : koefisien konveksi ( $W/m^2.K$ )

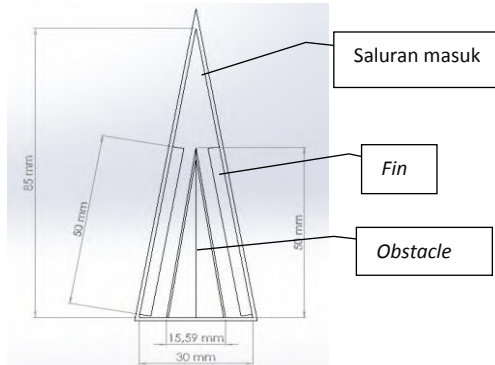
$K_f$  : konduktifitas fluida ( $W/m.K$ )

$D_h$  : diameter hidrolis (m)

$A_c$  : luasan *inlet* fluida ( $m^2$ )

$P$  : keliling *inlet* fluida (m)

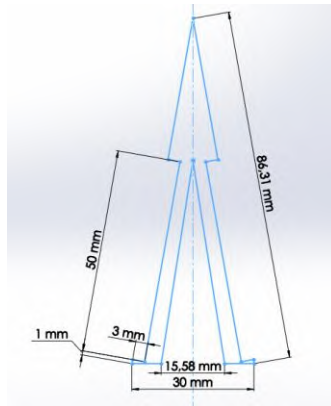
Diameter hidrolis menunjukkan luas penampang yang dilalui oleh fluida, dapat diketahui dengan menghitung besar  $A_c$  dan  $P$  sebagai berikut :



**Gambar 2.4** Luasan penampang *inlet* fluida

$$A_c = \text{Luas penampang inlet} - \text{fin} - \text{obstacle} \quad (2.19)$$

$$A_c = \left(\frac{1}{2} \times \text{alas} \times \text{tinggi}\right) - (2 \times \text{tinggi} \times \text{panjang}) - \left(\frac{1}{2} \times \text{alas} \times \text{tinggi}\right) \dots\dots\dots(2.20)$$



**Gambar 2.5** Keliling penampang *inlet* fluida

$$P = (\text{Panjang sisi miring inlet} \times 2) + (\text{Panjang sisi miring obstacle} \times 2) + (\text{Lebar fin} \times 4) + (\text{Lebar penampang inlet – alas obstacle}) \dots\dots\dots(2.21)$$

Adapun *Reynolds Number* memakai persamaan yakni:

$$Re_{D_h} = \frac{\rho \times V \times D_h}{\mu} \dots\dots\dots(2.22)$$

Untuk *force convection* pada aliran dalam dikategorikan menjadi persamaan dibawah ini :

- Aliran *Laminer* jika  $Re < 2300$ , *fully developed*, dengan *heat flux* pada permukaan seragam, nilai *Nusselt number* konstan

$$Nu = 4.36 \quad q''_s = \text{constant} \dots\dots\dots(2.23)$$

$$Nu = 3.66 \quad T_s = \text{constant} \dots\dots\dots(2.24)$$

- Aliran *Turbulent* jika  $Re > 2300$ , *fully developed, steady state condition*, propertis konstan, udara dianggap gas ideal

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{\frac{4}{5}} Pr^{0.4} \dots\dots\dots(2.25)$$

$n = 0.4$  for heating

$n = 0.3$  for cooling

dengan :

$\rho$  : massa jenis fluida ( $\frac{kg}{m^3}$ )

$V$  : kecepatan fluida masuk (m/s)

$D_h$  : diameter hidrolis (m)

$\mu$  : viskositas dinamik ( $\frac{m.s}{kg}$ )

$Pr$  : Prandtl number

Sehingga diperoleh nilai koefisien konveksi antara plat *absorber* dengan fluida dengan persamaan :

$$h_{c,ap-fluida} = \frac{Nu \times K_{fluida}}{D_h} \dots\dots\dots(2.26)$$

**2.1.7.2 Analisa Perpindahan Panas Radiasi**

➤ **Koefisien perpindahan panas radiasi penutup-udara luar (hr,cg-amb)**

Koefisien perpindahan panas radiasi pada penutup dapat dihitung berdasarkan :

$$h_{r,cg-amb} = \epsilon_{cg} \sigma \frac{(T_{cg} + T_{sky})(T_{cg}^2 + T_{sky}^2)(T_{cg} - T_{sky})}{(T_{cg} - T_{amb})} \dots\dots(2.27)$$

dengan :

$\epsilon_{cg}$  : emisivitas kaca penutup

$\sigma$  : konstanta Boltzman ( $5.6667 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4}$ )

$T_c$  : temperatur penutup (K)

$T_a$  : temperatur *ambient* (K)

$T_s$  : temperatur *sky* ( $0.0552 T_a^{1,2}$ )

Pada penelitian ini eksperimen dilakukan pada ruangan maka  $T_{sky}$  diasumsikan sama dengan suhu ruangan,  $T_{amb}$ .

➤ **Koefisien perpindahan panas radiasi antara kaca penutup dengan plat *absorber* (hr,cg-ap)**

Faktor bentuk akan berpengaruh pada proses perpindahan panas radiasi dari plat *absorber* ke sekelilingnya. Untuk mendapatkan penyelesaian perpindahan panas radiasi pada plat-V

dibutuhkan *view factor*, nilai porsi atau bagian radiasi yang meninggalkan permukaan satu dan mengenai lainnya. Adapun untuk perhitungan *view factor* memakai persamaan:

$$F_{1-2} = 1 - \sin \frac{\alpha}{2} \dots\dots\dots (2.28)$$

$$F_{12-3} = \frac{2(F_{1-2})}{2L+2H} \dots\dots\dots (2.29)$$

dengan :

$F_{1-2}$  : *view factor* sisi miring bidang terhadap *cover glass*

$\alpha$  : besar sudut gelombang ( $20^0$ )

L : sisi miring plat *absorber* (0.086 m)

H : ketinggian ekuivalent luasan terjadi konveksi bebas yaitu ketinggian paralel *slat arrays* ditambah dengan setengah dari ketinggian segitiga *absorber*, yaitu  $H = 1 \text{ cm} + \frac{1}{2} \cdot 8.5 \text{ cm} = 5.25 \text{ cm}$

$F_{12-3}$  : *view factor* dua sisi miring gelombang terhadap *cover glass*

Setelah perhitungan di atas diperoleh faktor bentuk tersebut, maka akan diperoleh koefisien perpindahan panas radiasi yang dipancarkan ke permukaan *cover*:

$$h_{r,cg-ap} = \frac{\sigma(T_{abs}^2 + T_{ap}^2)(T_{ap} + T_{cg})}{\frac{1 - \epsilon_{ap}}{\epsilon_{ap}} + \frac{1}{F_{12-3}} + \frac{(1 - \epsilon_c)A_p}{A_{cov}}} \dots\dots\dots (2.30)$$

dengan :

$\epsilon_{ap}$  : emisivitas plat *absorber*

$\epsilon_{cg}$  : emisivitas *cover glass*

$A_p$  : Luas efektif plat *absorber* ( $m^2$ )

$A_{cov}$  : Luas efektif *cover glass* ( $m^2$ )

➤ **Koefisien perpindahan panas radiasi antara plat absorber dengan fin (hr,ap-fin)**

Penambahan *fin* pada sisi-sisi plat *absorber* akan menimbulkan perpindahan panas radiasi pada plat *absorber* dan alas (*base*). Untuk mendapatkan penyelesaian perpindahan panas radiasi pada plat-V, *fin*, dan alas. Adapun untuk perhitungan *view factor* memakai persamaan:



$$F_{1-4} = 1 - \sin \frac{\alpha}{2} \dots\dots\dots(2.31)$$

$$F_{12-4} = \frac{2L(F_{1-4})}{2t_{fin}+W} \dots\dots\dots(2.32)$$

dengan :

$F_{1-4}$  : *view factor* sisi miring bidang terhadap *fin*

$\alpha$  : besar sudut gelombang ( $20^0$ )

$F_{12-4}$  : *view factor* dua sisi miring gelombang terhadap *fin* dan *base*

$t_{fin}$  : diameter *fin* (m)

$W$  : lebar alas kolektor surya (0.03 m)

Setelah perhitungan di atas diperoleh faktor bentuk tersebut, maka akan diperoleh koefisien perpindahan panas radiasi yang dipancarkan ke permukaan plat *absorber*:

$$h_{r,ap-fin} = \frac{\sigma(T_{ap}^2+T_{fin}^2)(T_{ap}+T_{fin})}{\frac{1-\epsilon_{ap}}{\epsilon_{ap}} + \frac{1}{F_{12-4}} + \frac{(1-\epsilon_{fin})A_p}{A_{fin}}} \dots\dots\dots(2.33)$$

dengan :

$\epsilon_{ap}$  : emisivitas plat *absorber*

$\epsilon_{fin}$  : emisivitas *fin*

$A_p$  : Luas efektif plat *absorber* (m<sup>2</sup>)

$A_{fin}$  : Luas efektif *fin* (m<sup>2</sup>)

➤ **Koefisien perpindahan panas radiasi antara plat *absorber* dengan *base* ( $h_{r,ap-bp}$ )**

Perpindahan radiasi terjadi antara plat *absorber* dan *base* (plat *absorber* bagian bawah) dapat dinyatakan dalam persamaan di bawah ini :

$$h_{r,ap-bp} = \frac{\sigma(T_{ap}^2+T_{bp}^2)(T_{ap}+T_{bp})}{\frac{1-\epsilon_{ap}}{\epsilon_{ap}} + \frac{1}{F_{12-4}} + \frac{(1-\epsilon_{bp})A_p}{A_{bp}}} \dots\dots\dots(2.34)$$

dengan :

$\epsilon_{ap}$  : emisivitas plat *absorber*

$\epsilon_{bp}$  : emisivitas *base*

$F_{12-4}$  : *view factor* dua sisi miring gelombang terhadap *fin* dan *base*

$A_p$  : Luas efektif plat *absorber* (m<sup>2</sup>)

$A_{bp}$  : Luas efektif *base* (m<sup>2</sup>)

➤ **Faktor Efisiensi Kolektor (F')**

Faktor efisiensi (F') untuk kolektor surya pemanas udara tipe aliran di bawah plat *absorber* dengan plat *v-corrugated* adalah sebagai berikut :

$$F' = \frac{1}{1 + \frac{U_L}{\sin^2 \frac{\theta}{2} \left( \frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_r} \right)}} \dots\dots\dots (2.35)$$

dengan :

$F'$  : faktor efisiensi

$U_L$  : *overall heat coefficient total* (W/m<sup>2</sup>.K)

$h_1$  : koefisien konveksi plat *absorber* dan fluida (W/m<sup>2</sup>.K)

$h_r$  : koefisien radiasi *upper* plat *absorber* dan *bottom* plat *absorber* (W/m<sup>2</sup>.K)

$\theta$  : sudut gelombang plat *absorber* (20<sup>o</sup>)

➤ **Analisa Perpindahan Panas di Bagian Atas Kolektor Surya (U<sub>T</sub>)**

*Overall heat coefficient* atas (U<sub>T</sub>) dihitung dari plat *absorber* hingga udara luar di bagian atas kolektor, yakni menggunakan persamaan :

$$U_T = \frac{1}{R_{total\ upper} \times A_p} \dots\dots\dots (2.36)$$

$$R_{tot,upper} = \frac{1}{h_w} + \frac{1}{h_{r,cg-amb}} + \frac{1}{h_{conv,cg-ap}} + \frac{1}{h_{r,cg-ap}} \quad (2.37)$$

dengan :

$U_T$  : *overall heat coefficient top* (W/m<sup>2</sup>.K)

$F'$  : faktor efisiensi

$A_p$  : luasan plat penyerap (m<sup>2</sup>)

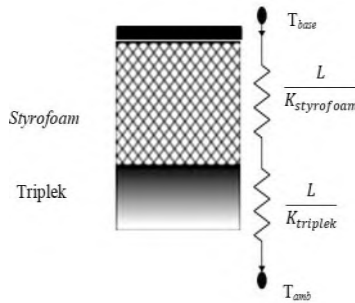
$h_{r,cg-amb}$  : koefisien radiasi kaca penutup dan lingkungan (W/m<sup>2</sup>.K)

$h_{conv,cg-ap}$  : koefisien konveksi kaca penutup dan plat *absorber* (W/m<sup>2</sup>.K)

$h_{r,cg-ap}$  : koefisien radiasi kaca penutup dan plat *absorber* (W/m<sup>2</sup>.K)

➤ **Analisa Perpindahan di Bagian Bawah Kolektor surya (U<sub>B</sub>)**

Koefisien perpindahan panas di bagian bawah ( $U_B$ ) dihitung dari plat *absorber* hingga udara luar di bagian bawah kolektor.



**Gambar 2.6** Tahanan termal pada isolator bagian bawah

Perpindahan panas yang terjadi pada isolator adalah perpindahan panas konduksi, yang dapat dirumuskan dengan persamaan berikut ini:

$$U_B = \frac{1}{\left(\frac{L_1}{k_1} + \frac{L_2}{k_2} + \frac{1}{h_w}\right) \times A_{iso}} \dots\dots\dots(2.38)$$

dengan :

$U_B$  : overall heat coefficient bottom (W/m<sup>2</sup>.K)

$A_{iso}$  : luasan isolasi (m<sup>2</sup>)

$L_1$  : tebal *styrofoam* (m)

$k_1$  : koefisien konduksi *styrofoam* (W/m.K)

- $L_2$  : tebal triplek (m)  
 $k_2$  : koefisien konduksi triplek (W/m.K)  
 $h_w$  : koefisien konveksi *wind* dibawah kolektor surya (W/m<sup>2</sup>.K)

➤ **Koefisien Perpindahan Panas Total ( $U_L$ )**

Koefisien perpindahan panas total atau *Overall heat transfer coefficient* ( $U_L$ ) ada kolektor surya pemanas udara dirumuskan persamaan sebagai berikut:

$$U_L = U_T + U_B \dots\dots\dots (2.39)$$

dengan :

$U_L$  : *overall heat coefficient total* (W/m<sup>2</sup>.K)

$U_T$  : *overall heat coefficient top* (W/m<sup>2</sup>.K)

$U_B$  : *overall heat coefficient bottom* (W/m<sup>2</sup>.K)

➤ **Faktor Pelepasan Panas ( $F_R$ )**

Persamaan faktor pelepasan panas ( $F_R$ ) untuk kolektor surya pemanas udara tipe plat *v-corrugated* dengan aliran dibawah plat *absorber* adalah sebagai berikut:

$$\varphi = \frac{mC_p}{A_p U_L F'} \dots\dots\dots (2.40)$$

$$F'' = \varphi \left[ 1 - e^{-\frac{1}{\varphi}} \right] \dots\dots\dots (2.41)$$

$$F_R = F'' \cdot F' \dots\dots\dots (2.42)$$

dengan :

$\dot{m}$  : laju alir massa fluida atau *mass flow rate* (kg/s)

$U_L$  : *overall heat coefficient total* (W/m<sup>2</sup>.K)

$F'$  : faktor efisiensi

$A_p$  : luasan kolektor surya terpapar radiasi matahari (m<sup>2</sup>)

$C_p$  : panas jenis fluida atau *specific heat of fluid* (J/Kg.°C)

- **Analisa panas yang berguna pada kolektor,  $Q_{usefull} (Q_u)$**   
 Energi berupa panas yang berguna dari kolektor surya pemanas udara tipe aliran di bawah plat *absorber* dengan plat gelombang bentuk-V dijabarkan dalam persamaan di bawah ini:

$$Q_u = A_p \cdot F_R [S - U_L (T_{f,in} - T_{amb})] \dots\dots\dots (2.43)$$

atau

$$Q_u = \dot{m}_f \times C_p \times (T_{f,out} - T_{f,in}) \dots\dots\dots (2.44)$$

$$S = 1,01 \times \tau_{cg} \times \alpha_{ap} \times I_T \dots\dots\dots (2.45)$$

dengan :

$Q_{usefull}$  : energi berguna (Watt)

$S$  : radiasi matahari per satuan luas yang diserap kolektor surya  $\left(\frac{W}{m^2}\right)$

$U_L$  : koefisien kehilangan panas total  $\left(\frac{W}{m^2.K}\right)$

$T_{f,in}$  : temperatur fluida masuk *duct channel* (K)

$T_{amb}$  : temperatur lingkungan (K)

$T_u$  : temperatur *usefull equivalent* (K)

$T_{ap}$  : temperatur plat *absorber* (K)

$T_{base}$  : temperatur plat bawah (K)

$T_{fin}$  : temperatur *fin* (K)

$F_R$  : *collector heat removal factor*

$\tau_{cg}$  : transmisivitas *cover glass*

$\alpha_{ap}$  : absorpsivitas plat *absorber*

- **Analisa Efisiensi Kolektor Surya ( $\eta$ )**

Efisiensi kolektor surya pemanas udara tipe aliran di bawah plat *absorber* dengan plat gelombang bentuk-V dijabarkan dalam persamaan di bawah ini :

$$\eta = \frac{Q_u}{A_p \cdot I_T} \times 100\% \dots\dots\dots (2.46)$$

dengan:

$\eta$  : efisiensi kolektor surya

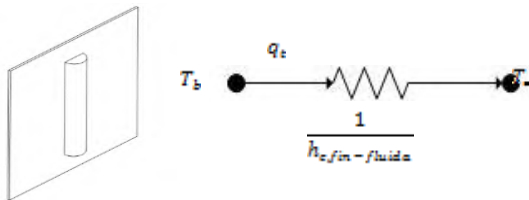
$Q_u$  : energi berguna (Watt)

$A_p$  : luasan efektif kolektor ( $m^2$ )

$I_T$  : Intensitas radiasi matahari ( $\frac{W}{m^2}$ )

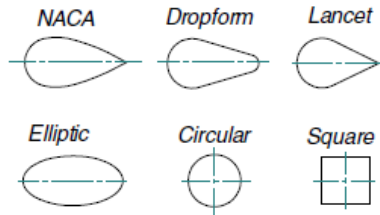
### 2.1.7.3 Fin

Pada kolektor surya terdapat perpindahan panas secara konveksi, radiasi, dan konduksi. Modifikasi dari kolektor surya ini dengan memberi *fin* (sirip) pada plat *absorber* sehingga luas permukaan semakin besar dan memungkinkan perpindahan panas meningkat. Permukaan dengan tambahan *fin* ditunjukkan pada Gambar 2.7.



**Gambar 2.7** Permukaan dengan *fin* (Incropera, 2011)

Sahiti, dkk (2005) melakukan penelitian mengenai perbandingan performansi berbagai luasan *pin fin* yang disusun dalam *duct*. Jenis *pin fin* dipilih karena memiliki nilai koefisien perpindahan panas lebih besar dibanding bentuk lainnya. Penelitian ini ditujukan untuk mengetahui pengaruh bentuk modifikasi *pin fin* terhadap *pressure drop* dan kemampuan memindahkan panas. Enam luasan *pin fin* diuji secara numerik, yakni *NACA*, *dropfoam*, *lancet*, *elliptic*, *circular* dan *square*.



**Gambar 2.8** Enam *pin fin* yang diuji (Sahiti, 2005)

Susunan *pin fin* dibagi menjadi dua yakni *staggered* dan *inline*. Parameter untuk geometri bentuk *pin fin* digunakan FCC (*first comparasion criteria*) yaitu diameter hidrolis, *coverage ratio* (rasio dari luasan *pin fin* dan luas *bare plate*), dan panjang *pin* konstan.

Nilai koefisien konveksi pada *pin fin* dapat dihitung dengan persamaan berikut :

$$h_f = \frac{\frac{1}{A_f} \int_{A_f} q_f dA_f}{\Delta T_{Imp}} \dots\dots\dots (2.47)$$

$$\Delta T_{Imp} = \frac{(T_{f_{pw}} - T_{in}) - (T_{1pw} - T_{out})}{\ln\left(\frac{(T_{f_{pw}} - T_{in})}{(T_{1pw} - T_{out})}\right)} \dots\dots\dots (2.48)$$

$$A_f = N(\pi D_f L + \pi \frac{D_f^2}{4}) \dots\dots\dots (2.49)$$

$$q_f = \frac{\dot{Q}_t}{A_f} \dots\dots\dots (2.50)$$

$$\dot{Q}_t = \dot{m}_f C_{p,f} (T_{out} - T_{in}) \dots\dots\dots (2.51)$$

dengan:

- $q_f$  : *local heat flux* dari *pin fin* ke fluida (Watt/ m<sup>2</sup>)
- $\dot{Q}_t$  : *Total heat transfer* dari *base wall* ke *pin fin* (Watt)
- $\dot{m}_f$  : laju alira massa fluida (kg/s)
- $C_p$  : panas jenis fluida atau *spesifik heat of fluid* (J/Kg.°C)
- $D_f$  : Diameter *pin fin* (m)
- $L$  : Panjang *pin fin* (m)

- $N$  : Jumlah susunan *pin fin*  
 $A_f$  : luasan *pin fin* yang dikenai fluida (m<sup>2</sup>)  
 $T_{imp}$  : Temperatur rata-rata *fin* terhadap fluida (K)  
 $T_{fpw}$  : Temperatur rata-rata *wall* pada *fin* pertama (K)  
 $T_{in}$  : Temperatur fluida masuk (K)  
 $T_{lpw}$  : Temperatur rata-rata *wall* pada *fin* terakhir (K)  
 $T_{out}$  : Temperatur fluida keluar (K)

### 2.1.8 Penurunan Tekanan pada Kolektor Surya

Aliran pada saluran kolektor surya diasumsikan *incompressible fluid* yang mengalir pada pipa atau *duct*. Dengan mengabaikan pengaruh gesekan dan asumsi *steady state flow*, persamaan Bernoulli dapat digunakan seperti dibawah ini

$$\frac{P}{\rho} + \frac{v^2}{2} + gz = \text{constants} \dots \dots \dots (2.52)$$

Tekanan menurun sepanjang *duct* diakibatkan oleh pengecilan luasan (kenaikan kecepatan) atau ada beda ketinggian (nilai *z* meningkat). Pada kenyataannya, aliran dalam pipa atau *duct* mengalami pengaruh gesekan yang signifikan karena alirannya turbulen. Sehingga persamaan Bernoulli tidak dapat diaplikasikan. Pengaruh gesekan akan menyebabkan penurunan nilai pada persamaan Bernoulli (tidak konstan). Penurunan nilai ini dinyatakan sebagai *loss of mechanical energy*.

Pada aliran turbulen, penurunan tekanan tidak dapat dihitung secara analitis melainkan eksperimental. Pada aliran *fully developed*, penurunan tekanan dipengaruhi oleh gesekan pada saluran horizontal dengan luas area konstan (diameter, *D*, panjang saluran, *L*, kekasaran permukaan, *e*, kecepatan rata-rata aliran,  $\bar{V}$ , massa jenis fluida,  $\rho$ , viskositas fluida,  $\mu$ ).

Dengan mengetahui penurunan tekanan selama udara mengalir melintasi kolektor surya sepanjang *L* dengan kecepatan udara, *v*, aliran turbulen, maka koefisien friksi aliran dapat dicari dengan persamaan berikut



$$\left( \frac{P_1}{\rho} + \alpha_1 \frac{\bar{V}_1^2}{2} + gZ_1 \right) - \left( \frac{P_2}{\rho} + \alpha_2 \frac{\bar{V}_2^2}{2} + gZ_2 \right) =$$

Head loss total .....(2.53)

$$H_{ltotal} = H_{lmajor} + H_{lminor} \dots\dots\dots(2.54)$$

$$H_{lmajor} = f \frac{L \bar{V}^2}{D} \dots\dots\dots(2.55)$$

$$\left( \frac{P_1}{\rho} \right) - \left( \frac{P_2}{\rho} \right) = f \frac{L \bar{V}^2}{D} \dots\dots\dots(2.56)$$

$$f = \frac{\Delta P}{\frac{L}{D} \rho \frac{\bar{V}^2}{2}} \dots\dots\dots(2.57)$$

Asumsi yang digunakan yakni :

1. Aliran *steady* dan *incompressible flow*
2. Aliran *fully developed turbulent flow* ( $\alpha_1 = \alpha_2=1$ )
3. Arah aliran horizontal sehingga tidak ada beda ketinggian dalam saluran ( $Z_1=Z_2$ )
4. Luas penampang aliran konstan sehingga tidak kecepatan rata-rata masuk dan keluar saluran sama ( $\bar{V}_1 = \bar{V}_2$ )
5. Tidak ada *fitting* pada saluran (*heat loss minor* = 0)

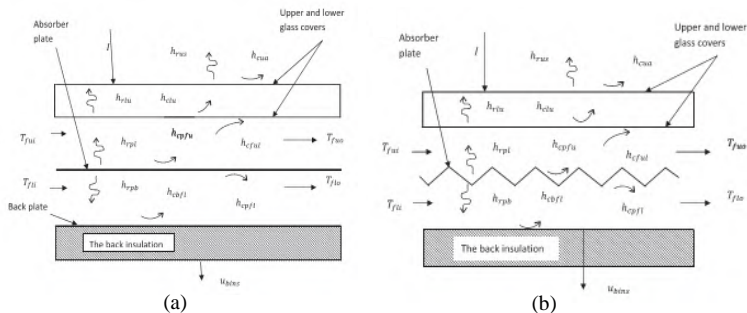
dengan :

- $P_1$  : Tekanan pada *section* 1 (Pascal, Pa)  
 $P_2$  : Tekanan pada *section* 1 (Pa)  
 $\Delta P$  : Perbedaan tekanan antara *section* 1 dan 2 (Pa)  
 $\bar{V}_1$  : Kecepatan rata-rata pada *section* 1 (m/s)  
 $\bar{V}_2$  : Kecepatan rata-rata pada *section* 2 (m/s)  
 $Z_1$  : Ketinggian *section* 1 (m)  
 $Z_2$  : Ketinggian *section* 2 (m)  
 $f$  : Koefisien friksi  
 $L$  : Panjang saluran (m)  
 $D$  : Diameter saluran (m)  
 $\alpha_1$  : Faktor koreksi energi kinetik pada *section* 1  
 $\alpha_2$  : Faktor koreksi energi kinetik pada *section* 2  
 $\rho$  : massa jenis fluida ( $\text{kg/m}^3$ )  
 $h$  : Perbedaan ketinggian fluida manometer (m)

## 2.2 Penelitian Terdahulu

### 2.2.1 Investigation of thermal performance of double pass-flat and v-corrugated plate solar air heaters. El Sebaai, et all (2011)

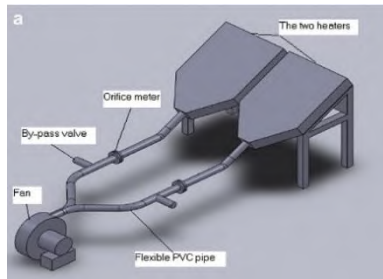
El Sebaai dkk (2011) meneliti kolektor surya pemanas udara jenis plat datar, *double pass flat plate solar air heater* (DPFPSAH) dan *double pass v corrugated absorber plate solar air heater* (DPCPSAH) dengan aliran dua laluan secara eksperimen dan teoritis. Gambar skema kolektor yang diuji dapat dilihat pada Gambar 2.7. Skema pengujian dapat dilihat pada Gambar 2.8. Perhitungan teoritis dilakukan untuk memprediksi pengaruh laju aliran massa udara terhadap penurunan tekanan dan efisiensi termal kedua kolektor. Laju aliran massa paling optimum menurut hasil perhitungan adalah 0.02 kg/s sehingga eksperimen dilakukan dengan satu laju aliran massa yakni 0.0203 kg/s. Hasil perhitungan dibandingkan dengan hasil eksperimen.



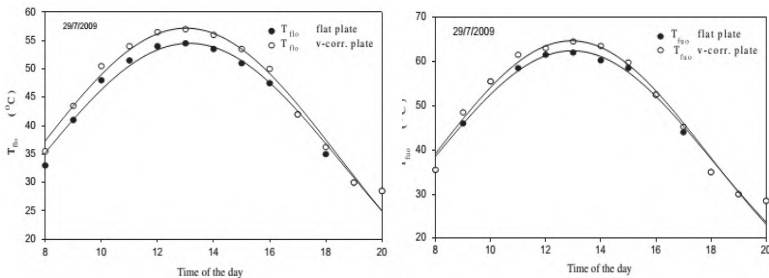
**Gambar 2.9** (a) Kolektor surya dengan plat datar, DPFPSAH ;  
(b) Kolektor surya dengan V-corrugated plate absorber,  
DPCPSAH (El Sebaai, 2011)

Dari eksperimen didapatkan bahwa perhitungan memberikan hasil yang sesuai dengan temperatur udara keluar dari DPCPSAH 5% lebih tinggi dibanding DPFPSAH seperti ditunjukkan Gambar 2.9. Skema peralatan yang digunakan pada Gambar 2.10. Peningkatan temperatur keluar paling tinggi terjadi

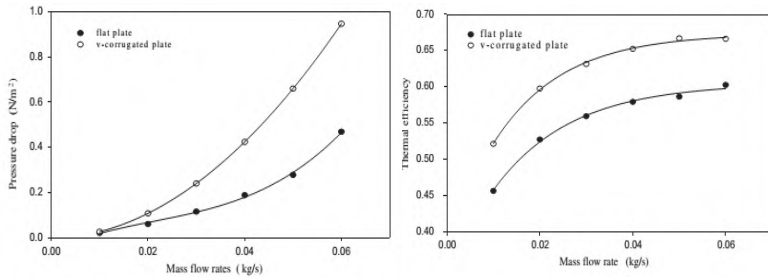
pada kolektor surya *v corrugated* dibandingkan *flat plate*. Hal tersebut terlihat jika grafik pada Gambar 2.11 temperatur keluar pada saluran bagian atas maupun bawah *v corrugated* lebih tinggi. Gambar 2.12 terlihat bahwa DPCPSAH menghasilkan efisiensi termal 11% - 14% lebih tinggi dan penurunan tekanan lebih tinggi daripada DPFPSAH. Kenaikan efisiensi termal yang terjadi seiring dengan kenaikan laju aliran massa. Penurunan tekanan yang dihasilkan kolektor surya *v corrugated* lebih tinggi dibandingkan *flat plate* seiring kenaikan laju aliran massa.



**Gambar 2.10** Skema pengujian kolektor surya (El Sebaai, 2011)



**Gambar 2.11** Perbandingan hasil pengukuran temperatur fluida keluar saluran bagian bawah dan atas pada DPFPSAH dan DPCPSAH (El Sebaai, 2011)

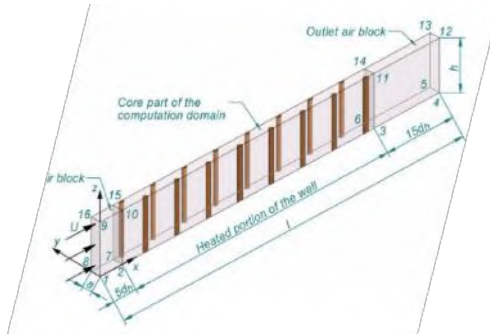


**Gambar 2.12** Kinerja kolektor surya DPFPSAH dan DPCPSAH (El Sebaili, 2011)

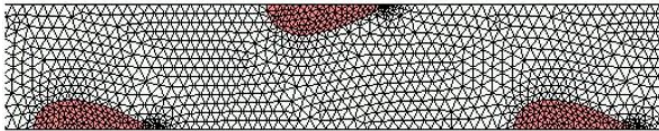
### ***2.2.2 Performance Comparison of Pin Fin in Duct Flow Arrays with Various Pin Cross Sections. Sahiti N, et all (2005)***

Sahiti, dkk (2005) melakukan penelitian mengenai perbandingan performansi berbagai luasan *pin fin* yang disusun dalam *duct*. Jenis *pin fin* dipilih karena memiliki nilai koefisien perpindahan panas lebih besar dibanding bentuk lainnya. Penelitian ini ditujukan untuk mengetahui pengaruh bentuk modifikasi *pin fin* terhadap *pressure drop* dan kemampuan memindahkan panas. Enam luasan *pin fin* diuji secara numerik, yakni *NACA*, *dropfoam*, *lancet*, *elliptic*, *circular* dan *square* (Gambar 2.6).

Susunan *pin fin* dibagi menjadi dua yakni *staggered* dan *inline*. Parameter untuk geometri bentuk *pin fin* digunakan FCC (*first comparison criteria*) yaitu diameter hidrolis, *coverage ratio* (ratio dari luasan *pin fin* dan luas *bare plate*), dan panjang *pin* konstan.



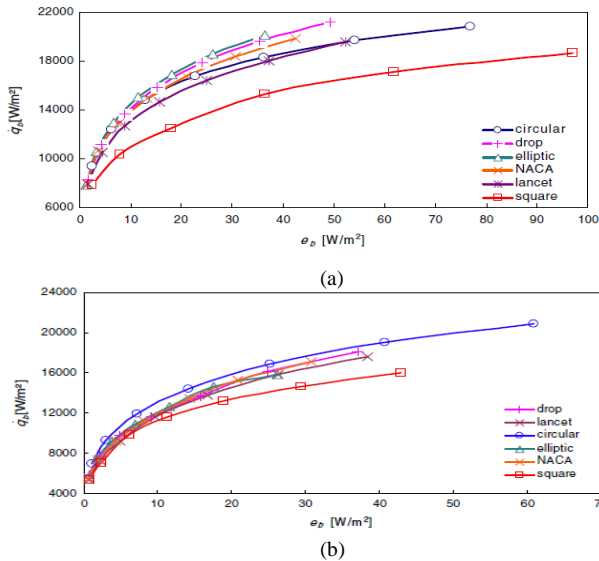
**Gambar 2.13** Bentuk *duct* yang digunakan dengan penambahan *pin fin* (Sahiti, 2005)



**Gambar 2.14** *Mesh* untuk bentuk NACA

Hasil dari penelitian ini didapatkan grafik performansi *pin fin* dengan membandingkan nilai perpindahan panas per luasan base ( $\dot{q}_p$ ) dan *power input* per luasan base ( $e_b$ ) dengan panjang *pin fin* yang sama. *Power input* per luasan base menunjukkan besar *volume flow rate* yang masuk. Grafik menunjukkan bahwa semakin besar *power input* maka  $\dot{q}_p$  juga semakin besar. Pada susunan *staggered*, bentuk *elliptic* menunjukkan nilai  $\dot{q}_p$  tertinggi pada nilai *power input* yang sama sedangkan pada susunan *inline*, bentuk *circular* menunjukkan nilai  $\dot{q}_p$  tertinggi.

Pada Gambar 2.15(a) variasi bentuk *pin fin* disusun *staggered* menunjukkan  $\dot{q}_p$  paling tinggi dihasilkan bentuk *pin fin*, *drop*. Namun pada Gambar 2.15(b) *fin* disusun *inline* menunjukkan hasil berbeda yakni nilai  $\dot{q}_p$  paling tinggi terjadi pada bentuk *pin fin*, *circular*.



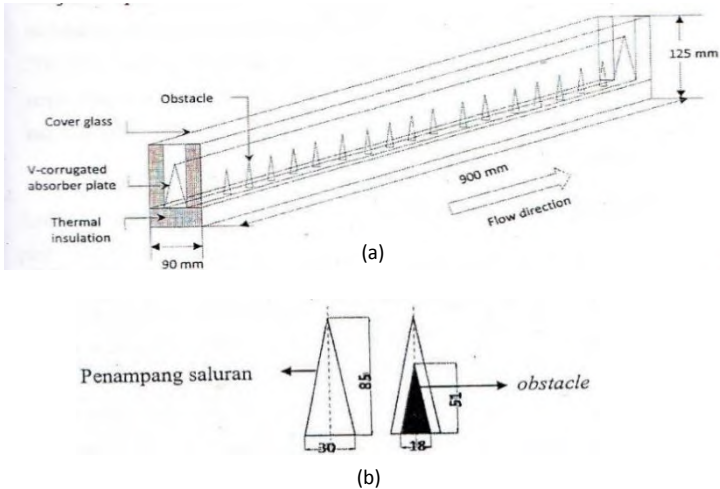
**Gambar 2.15** Perbandingan nilai perpindahan panas per luasan base ( $q_p$ ) dan power input per luasan base ( $e_b$ ) yang disusun secara (a) *staggered*; (b) *inline* (Sahiti, 2005)

### 2.2.3 Peningkatan Kinerja Kolektor Surya Tipe *V-Corrugated Absorber Plate* Menggunakan *Obstacle* yang Ditebuk Secara Vertikal. Ekadewi Anggraini Handoyo (2014)

Ekadewi Anggraini Handoyo melakukan pengujian pada kolektor surya pemanas udara dengan alat penyerap jenis *v-corrugated* yang diberi *obstacle* di plat bawah saluran. Studi ini meliputi simulasi numerik dan eksperimen dari kolektor surya bertujuan untuk mempelajari pengaruh penambahan dan penekukan *obstacle* secara vertical pada perpindahan kalor konveksi dari plat penyerap ke aliran udara dan penurunan tekanan yang terjadi dalam suatu kolektor surya pemanas surya.

Dari hasil eksperimen yang dilakukan terlebih dahulu, kolektor surya tanpa *obstacle* dan dengan *obstacle* yang ditebuk

dengan sudut tekuk mulai dari  $0^\circ$  (lurus, tidak ditekuk),  $10^\circ$ ,  $20^\circ$ ,  $30^\circ$ ,  $40^\circ$ ,  $50^\circ$ ,  $60^\circ$ ,  $70^\circ$ , dan  $80^\circ$  menunjukkan hasil terbaik pada sudut tekuk  $30^\circ$ . Simulasi numerik dengan *software* Gambit 2.4.6. dan Fluent 6.3.26 dilakukan untuk mendukung hasil eksperimen.



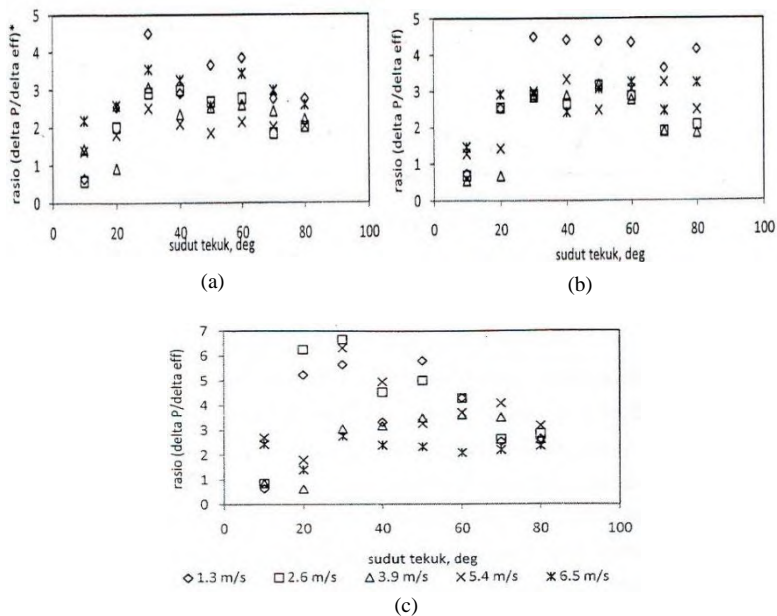
**Gambar 2.16** Rancangan kolektor surya yang digunakan (a) dimensi kolektor surya; (b) dimensi *obstacle*

Hasil simulasi menunjukkan bahwa *obstacle* lurus menghasilkan efisiensi tertinggi, efisiensi kolektor tidak banyak berbeda ketika ditekuk dengan sudut  $10^\circ$ ,  $20^\circ$ , dan  $30^\circ$ . Namun *obstacle* lurus memberikan penurunan tekanan yang besar. Grafik berikut menunjukkan seberapa besar penurunan tekanan terhadap penurunan efisiensi jika *obstacle* ditekuk. Rasio antara perbandingan penurunan tekanan aliran ketika *obstacle* ditekuk terhadap penurunan efisiensi kolektor dinyatakan secara matematis

$$\left| \frac{\Delta P_{obs,lurus} - \Delta P_{obs,tekuk}}{\Delta P_{obs,lurus}} \right| / \left| \frac{\eta_{obs,lurus} - \eta_{obs,tekuk}}{\eta_{obs,lurus}} \right|$$

Penekukan *obstacle* yang diinginkan dapat mengurangi banyak penurunan tekanan dan mengurangi sedikit efisiensi sehingga

rasio tertinggi yang diharapkan. Sudut tekuk *obstacle* 30° menunjukkan hasil tertinggi.



**Gambar 2.17** Rasio penurunan tekanan terhadap penurunan efisiensi *obstacle* pada intensitas radiasi (a) 430  $\text{Watt/m}^2$  ;(b) 573  $\text{Watt/m}^2$ ; (c) 716  $\text{Watt/m}^2$



*(Halaman sengaja dikosongkan)*

## **BAB III**

### **METODE PENELITIAN**

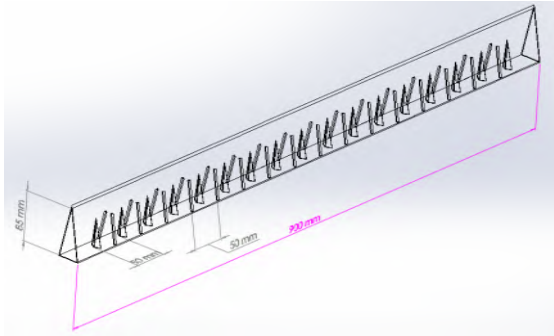
Penelitian yang dilakukan pada kolektor surya *v-corrugated* dengan *obstacle* berbentuk paruh dengan sudut paruh  $30^0$  dan *fin* berbentuk setengah silinder. Penelitian ini difokuskan pada variasi diameter silinder dan jarak *fin* terhadap *obstacle* ini diharapkan untuk dapat meningkatkan efisiensi dibandingkan dengan kolektor surya yang mempunyai *obstacle* dengan sudut paruh  $30^0$ . Hasil variasi diameter silinder dan jarak *fin* terhadap *obstacle* diharapkan dapat memperoleh diameter dan jarak *fin* optimum agar memperoleh peningkatan temperatur *outlet* yang signifikan. Diameter silinder yang digunakan dalam penelitian ini divariasikan mulai dari 6 mm, 8 mm, dan 10 mm. Jarak *fin* terhadap *obstacle* dalam penelitian ini divariasikan mulai 0.25L; 0.5L; 0.75L. L adalah jarak antar *obstacle*, yakni 50 mm.

#### **3.1 Penelitian Numerik**

Penelitian numerik dilakukan dengan menggunakan metode *Computational Fluid Dynamics (CFD)* dengan *software* Fluent 6.3.26 dan *software* GAMBIT 2.4.6. Pembuatan geometri awal model yang akan dibuat selanjutnya dilakukan diskritisasi (*meshing*) pada model.

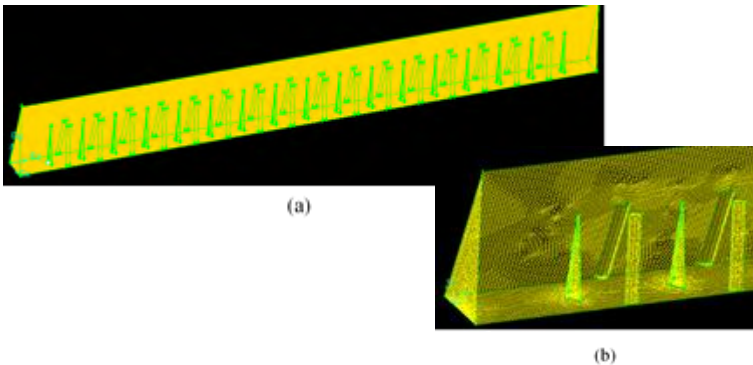
##### **3.1.1 Tahap *pre-processing* menggunakan *software* GAMBIT 2.4.6**

1. Membuat geometri awal kolektor surya *V-corrugated absorber*. Geometri yang digunakan mengacu pada geometri pada eksperimen yang dilakukan oleh Ekadewi Anggraini Handoyo (2014).



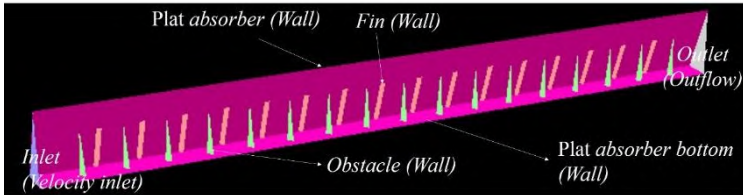
**Gambar 3.1** Model *V-corrugated absorber* sudut  $20^\circ$

2. Melakukan *meshing line*, *face*, dan *volume* (tipe *TGrid*). Sebelum pengambilan data numerik, tes *grid independency* perlu dilakukan. Hal ini bertujuan untuk memeriksa apakah jumlah *grid* yang digunakan sudah tepat untuk pengambilan data. Perlu digunakan *grid* yang tepat supaya mendapatkan nilai pengamatan yang sesuai atau tidak menyimpang dari kondisi kenyataan. Tes ini juga bertujuan untuk menemukan *mesh* yang baik dan efisien untuk dilakukan pengamatan numerik.



**Gambar 3.2** (a) *Meshing* pada *V-corrugated absorber* sudut  $20^\circ$  3D dengan tipe *TGrid* pada GAMBIT; (b) Pebesar kualitas *meshing*

3. Mendefinisikan kondisi *boundary conditions* yaitu penentuan parameter-parameter dan batasan yang mungkin terjadi pada aliran. Plat *absorber*, *fin*, dan *obstacle* didefinisikan sebagai *wall*.



- Gambar 3.3** Kondisi batas yang digunakan dalam simulasi
4. Membaca data yang telah di *export* GAMBIT dalam bentuk *.msh* pada *software* Fluent.
5. Memeriksa *grid* dan menentukan skala dalam meter.

Berikut adalah parameter-parameter yang digunakan pada simulasi :

**Tabel 3.1** Parameter yang digunakan pada simulasi

Parameter		Input
<i>Model</i>	<i>Solver</i>	<i>Green-Gauss Cell Based, 3D</i>
	<i>Energy</i>	<i>Energy Equation</i>
	<i>Viscous</i>	<i>k-omega SST (2 equation)</i>
<i>Material</i>	<i>Air</i>	$\rho = 1.1614 \text{ kg/m}^3$ $C_p = 1007 \text{ J/kg.K}$ $\mu = 18.46 \times 10^{-6} \text{ N.s/m}^2$ $\nu = 15.89 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
<i>Operating Conditions</i>	<i>Operating Pressure</i>	$1.01325 \times 10^5 \text{ Pa}$
<i>Boundary Conditions</i>	<i>Plat absorber (bottom)</i>	<i>Wall, Temperature constant 310 K</i>
	<i>Inlet</i>	<i>Velocity inlet 6.5 m/s, Temperature 300 K</i>
	<i>Outlet</i>	<i>Outflow</i>

	<i>Obstacles</i>	<i>Wall, Temperature constant 310 K</i>
	<i>Fins</i>	<i>Wall, Heat Flux 430 Watt/m<sup>2</sup></i>
	<i>Plat absorber</i>	<i>Wall, Heat Flux 430 Watt/m<sup>2</sup></i>
<i>Controls</i>	<i>Solution</i>	<i>Pressure-Velocity Coupling = SIMPLEC Discretization Pressure = Standard Momentum = First Order Upwind Turbulent Kinetic Energy = First Order Upwind Specific Dissipation Rate = First Order Upwind Energy = First Order Upwind</i>
	<i>Initialize</i>	<i>Inlet, Z velocity = 6.5 m/s</i>
	<i>Residuals</i>	<i>Absolute Criteria Continuity = 10<sup>-6</sup> X velocity = 10<sup>-3</sup> Y velocity = 10<sup>-3</sup> Z velocity = 10<sup>-3</sup> Energy = 10<sup>-6</sup> k = 10<sup>-3</sup> Omega = 10<sup>-3</sup></i>

Dalam penelitian ini, kolektor surya akan diuji dengan variabel pengujian yaitu *mass flow rate* (laju aliran massa) yang berasal dari *blower* dengan mengatur kecepatan *inlet* dan intensitas lampu halogen sebagai pengganti radiasi matahari. Penelitian ini dilakukan di Laboratorium Perpindahan Panas, Jurusan Teknik Mesin, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

### 3.1.2 Desain Pemilihan *Fin*

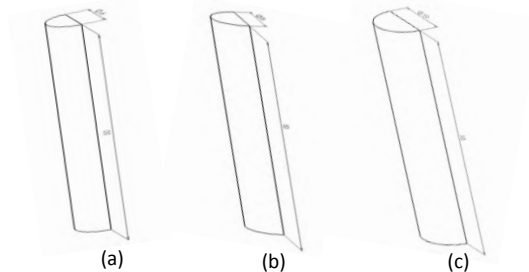
Penambahan *fin* sebagai *extended surface* perlu diperhitungkan untuk mendapatkan  $Q_{usefull}$  yang paling optimum. Pemilihan jarak antar *fin* digunakan untuk memperkirakan peningkatan olakan (turbulensi) pada saluran fluida kerja yang paling optimum.

#### 3.1.2.1 Ukuran dan Jarak antar *Fin*

Penggunaan *fin* dapat memperluas area perpindahan panas fluida kerja di dalam kolektor surya serta menimbulkan olakan pada sisi – sisi miring plat *absorber*. *Fin* yang digunakan berbentuk setengah silinder. Berikut ini tabel ukuran dan jarak antar *fin* yang digunakan:

**Tabel 3.2** Ukuran *Fin*

<i>Fin</i> ke -	Diameter	Tinggi	Jarak <i>Fin</i>
1	6 mm	50 mm	12.5mm
2	8 mm		25 mm
3	10 mm		37.5 mm



**Gambar 3.4** (a) *Fin* diameter 6 mm; (b) 8 mm; (c) 10 mm

Pemilihan *fin* yang paling optimum berdasarkan hasil simulasi yakni perbedaan temperatur dan tekanan masuk dan

keluar. Penggunaan diameter  $fin$  yang besar maka akan mengakibatkan *pressure drop* yang besar pula. Oleh karena itu, pemilihan fin digunakan rasio antara perbandingan peningkatan temperatur terhadap penurunan tekanan ketika ditambahkan  $fin$  dinyatakan secara matematis  $\left| \frac{\Delta T_{fin} - \Delta T_{tanpa\ fin}}{\Delta T_{tanpa\ fin}} \right| \left| \frac{\Delta P_{fin} - \Delta P_{tanpa\ fin}}{\Delta P_{tanpa\ fin}} \right|$ .

Rasio yang diharapkan yakni dengan nilai terbesar dengan peningkatan temperatur terbesar dengan penurunan tekanan terkecil. Rasio terkecil menunjukkan bahwa peningkatan temperatur tidak signifikan namun penurunan tekanan masih terjadi. Hal ini perlu dihindari maka pemilihan  $fin$  tersebut tidak direkomendasikan.

## 3.2 Penelitian Eksperimen

### 3.2.1 Variasi Kecepatan

Pengambilan data eksperimen dilakukan setelah *test section* hasil simulasi menghasilkan data yang diinginkan yakni diameter  $fin$  paling optimum. Pada eksperimen digunakan variabel kontrol yaitu kecepatan blower dan intensitas radiasi lampu halogen. Kecepatan udara yang dihasilkan blower diatur dengan menggunakan inverter agar mendapatkan nilai kecepatan yang diinginkan. Aliran udara yang mengalir didalam *duct* dikategorikan aliran internal (dalam)

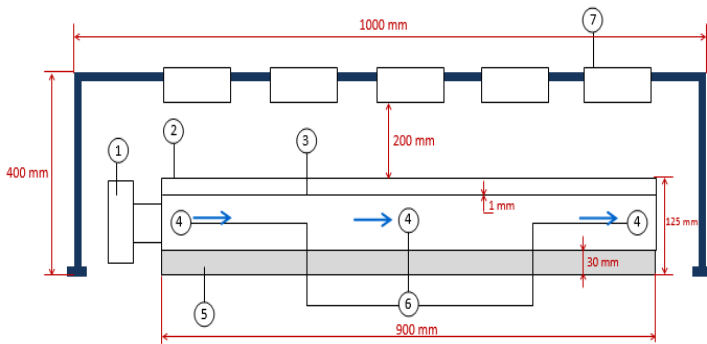
Dari hasil perhitungan, nilai minimum kecepatan udara masuk agar aliran yang mengalir dalam *duct* tanpa penghalang dikategorikan laminar adalah 1.3 m/s dengan Re sebesar 2059. Untuk variasi kecepatan udara digunakan aliran turbulen yakni 2.6 m/s (Re 4000); 3.9 m/s (Re 6000); 5.2 m/s (Re 8000) dan 6.5 m/s (Re 10000).

### 3.2.2 Variasi Intensitas Cahaya

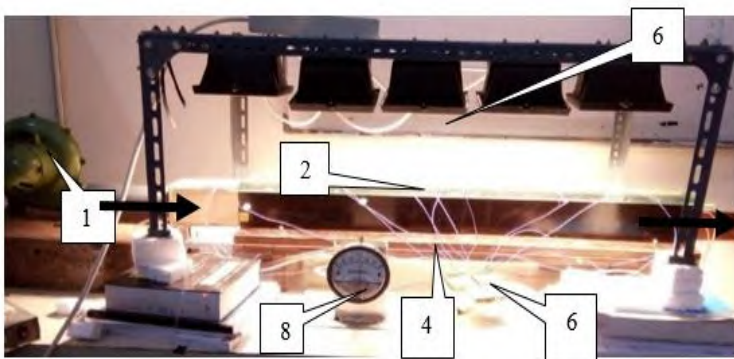
Lampu halogen sebagai pengganti matahari digunakan sebanyak 5 buah lampu dengan masing – masing daya 500 watt. Lampu halogen disusun paralel dan terhubung dengan *voltage regulator*. *Voltage regulator* berfungsi sebagai pengatur

tegangan. *Pyranometer* digunakan untuk mengetahui besar intensitas yang diterima kolektor surya. Variasi intensitas radiasi lampu yakni sebesar 431;575;719 W/m<sup>2</sup>. Intensitas radiasi ini didasarkan pada kemampuan lampu halogen dan pembacaan *pyranometer*.

### 3.2.3 Gambaran Sistem Kerja

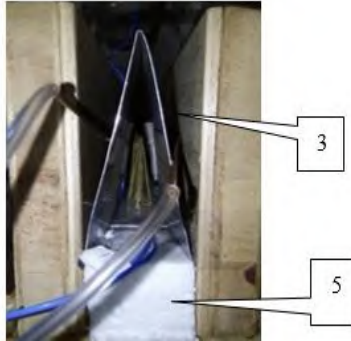


(a)



(b)





(b)

**Gambar 3.5** (a) Skema peralatan eksperimen (b) Foto alat eksperimen

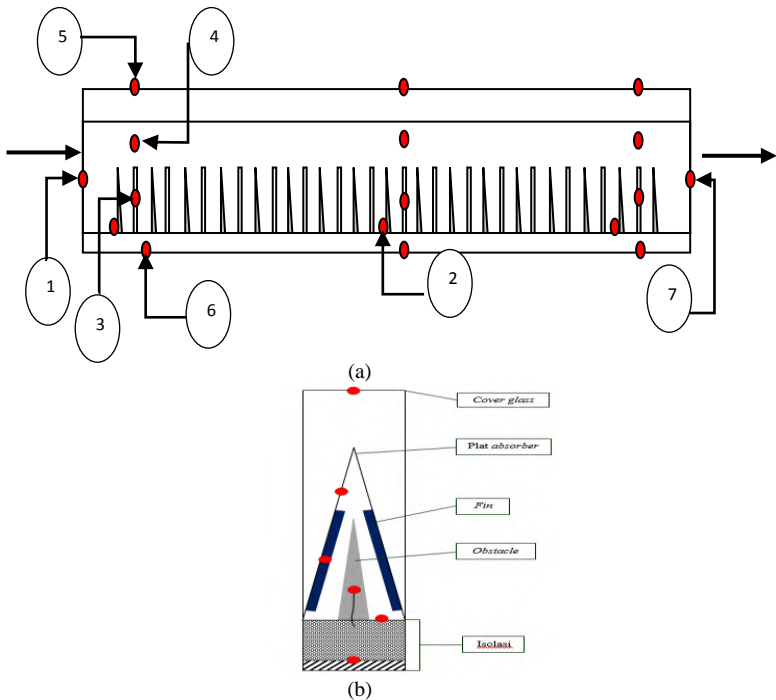
Keterangan:

- 1 : Blower dan udara masuk
- 2 : *Tempered Glass*
- 3 : Plat *absorber*
- 4 : *Thermocouple*
- 5 : Isolator
- 6 : *Thermocouple multiplex*
- 7 : Lampu halogen
- 8 : *Pressure gage*

Prinsip kerja kolektor surya ini adalah radiasi matahari yang digantikan oleh lampu halogen dipancarkan mengenai kaca penutup kolektor surya. Panas radiasi lampu diserap oleh plat *absorber* untuk memanaskan fluida kerja. Fluida yang dihembuskan oleh *blower* dengan kecepatan tertentu menuju *duct* selanjutnya mengenai *obstacle* dan *fin*. Peningkatan temperatur diharapkan terjadi saat fluida keluar dari *duct*.

### 3.3 Parameter yang Diukur dan Peralatan Penelitian

Selama proses pengujian kolektor surya tersebut terdapat parameter-parameter yang diukur dengan posisi seperti yang ditunjukkan pada gambar di bawah ini :



**Gambar 3.6** (a) Posisi penempatan *Thermal Sensor* pandangan samping (b) pandangan depan (c) posisi penempatan *pressure tap* (terlampir)

Keterangan Gambar :

1. *Thermocouple* 1 untuk mengukur temperatur masuk fluida
2. *Thermocouple* 2 untuk mengukur temperatur *base (bottom plat absorber)*
3. *Thermocouple* 3 untuk mengukur temperatur *fin*
4. *Thermocouple* 4 untuk mengukur temperatur *V corrugated plate absorber*
5. *Thermocouple* 5 untuk mengukur temperatur *cover glass*
6. *Thermocouple* 6 untuk mengukur temperatur isolasi
7. *Thermocouple* 7 untuk mengukur temperatur keluar fluida

Selama proses eksperimen dilakukan, terdapat parameter-parameter yang diukur sebagai berikut :

1. Temperatur fluida kerja masuk ke dalam *duct* ( $T_{f,in}$ )
2. Temperatur fluida kerja keluar *duct* ( $T_{f,out}$ )
3. Temperatur udara *ambient* ( $T_{amb}$ )
4. Temperatur plat *absorber* ( $T_{ap}$ )
5. Temperatur kaca penutup ( $T_{cg}$ )
6. Temperatur *fin* ( $T_{fin}$ )
7. Temperatur *base* ( $T_b$ )
8. Temperatur isolasi ( $T_{iso}$ )
9. Intensitas radiasi ekstrasolar ( $I_T$ )
10. Kecepatan fluida kerja ( $V_f$ )

Berikut adalah peralatan yang digunakan dalam eksperimen, alat uji dan alat bantu untuk pengukuran. Peralatan tersebut adalah:

1. Kolektor surya
 

Panjang kolektor	: 0.9 m
Lebar	: 0.03 m
Tinggi	: 0.125 m
2. Pyranometer, digunakan untuk mengukur intensitas radiasi matahari
 

No Seri	: S 97048.32 ML-020 VM
Buatan	: Eko Instrument Trading Co Ltd-Jepang
Konversi	: 7.65 mV/kW.m <sup>2</sup>

Untuk pembacaan *pyranometer* digunakan *multimeter digital* dengan ketelitian 0,1 mV

3. Anemometer, digunakan untuk mengukur kecepatan angin
 

Tipe	: AR816
Buatan	: Smart Sensor
Akurasi	: +/- 5%
4. Kabel *Thermocouple* tipe K
5. *Arduino Thermocouple Multiplexer Shield*, untuk membaca suhu kabel *thermocouple* digital
 

Tipe	: KTA-259K,tipe K
------	-------------------

- Buatan : Ocean Control Australia  
 Temperature range :  $-200 - +1350\text{ }^{\circ}\text{C}$   
 Akurasi :  $\pm 2^{\circ}\text{C}$
6. Termometer *Infrared*, untuk mengukur temperatur
  7. *Blower*, untuk suplai udara masuk  
 Daya : 260 Watt  
 Voltage : 220 Volt  
 Speed : 3600 rpm  
 Diameter discharge : 2.5 inchi
  8. *Magnehelic Differential Pressure Gage*, untuk membaca tekanan  
 Tipe : 2300-120Pa, *Zero Range Center*  
 Buatan : *Dwyer*  
 Range :  $-60$  to  $60$  Pascals  
 Akurasi :  $\pm 2\%$
  9. *Inverter*, digunakan untuk mengatur kecepatan udara masuk
  10. Lampu halogen dan *voltage regulator*, sebagai pengganti cahaya matahari



(a)



(b)



(c)



(d)



(e)



(f)



(g)



(h)

**Gambar 3.7** (a) Termometer *Infrared*; (b) *Voltage Regulator*; (c) *Pressure Gage*; (d) *Pyranometer*; (e) *Anemometer*; (f) *Thermocouple multiplex* dan *arduino*; (g) *Blower* dan *inverter*; (h) *Lampu halogen*

### 3.4 Tahap-Tahap Penelitian

Dalam penelitian ini terdiri dari tiga tahap yakni tahap persiapan, tahap pengambilan data, dan tahap akhir. Adapun penjelasan masing-masing tahap akan dijelaskan sebagai berikut :

#### a. Tahap persiapan

1. Mempersiapkan dan memastikan semua peralatan yang digunakan dalam kondisi sudah dikalibrasi yaitu: *pyranometer*, *anemometer*, *thermocouple selector*, *blower*, *thermometer*, lampu halogen dan rangkaian-rangkaian listrik yang akan dibutuhkan
2. Merangkai semua peralatan dengan benar

#### b. Tahap pengambilan data

1. Memastikan semua peralatan disusun dengan benar
2. Mengatur intensitas cahaya pada lampu halogen  $431\text{W/m}^2$
3. Mengatur laju aliran massa  $0.008\text{ kg/s}$
4. Mengambil data yang dibutuhkan meliputi:  $t_{dot}$ ,  $I_T$ ,  $T_{cg}$ ,  $T_{ap}$ ,  $T_{amb}$ ,  $T_{f,out}$ ,  $T_{f,in}$ ,  $T_{base}$ ,  $T_{iso}$ , dan  $T_{fin}$
5. Mengulangi dengan langkah 3 dan 4 dan mengatur kecepatan menggunakan *inverter* sampai mendapatkan laju aliran massa menjadi  $0.006$ ;  $0.004$ ;  $0.002\text{ kg/s}$

6. Mengulangi dengan langkah 2 hingga 5, dengan memvariasikan intensitas cahaya lampu sebesar  $575 \text{ W/m}^2$  dan  $719 \text{ W/m}^2$

**c. Tahap Akhir**

1. Menurunkan kecepatan *blower* secara perlahan-lahan lalu dimatikan
2. Menurunkan tegangan pada lampu halogen lalu dimatikan
3. Mematikan semua peralatan listrik
4. Meletakkan peralatan utama dan peralatan bantu sesuai dengan tempat semula

**Tabel 3.3 Desain Eksperimen**

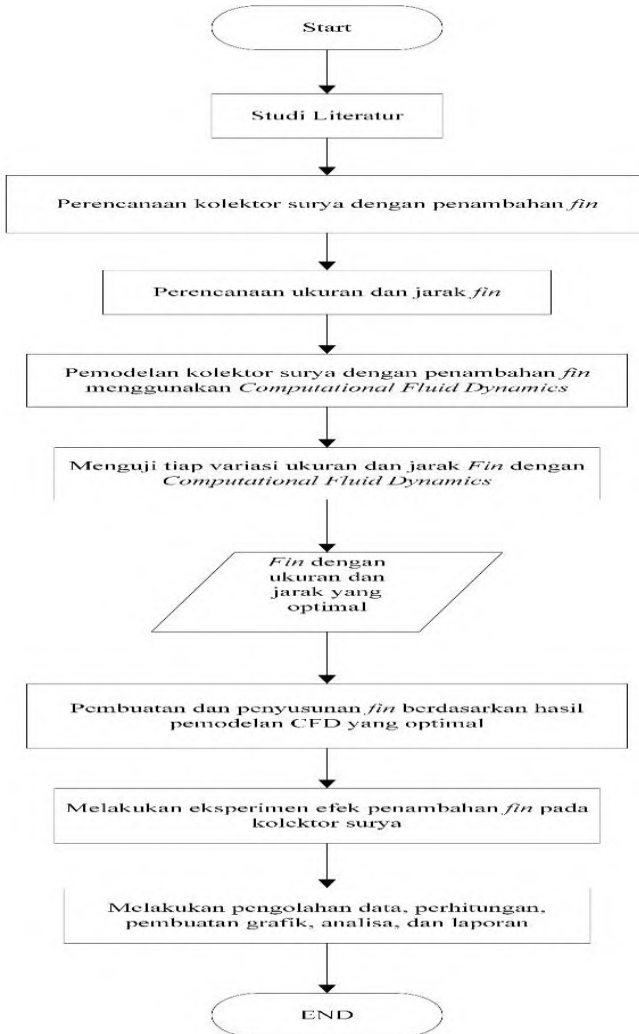
<i>Input</i>			<i>Output</i>	
Variabel Tetap	Variabel Kontrol		Diukur	Dianalisa
Dimensi kolektor surya	Laju Aliran Massa	0.002 kg/s 0.004 kg/s 0.006 kg/s 0.008 kg/s	$V_f, I_T,$ $T_{cg}, T_{ap}, T_{amb},$ $T_{f,out}, T_{f,in},$ $T_{base}, T_{iso}, T_{fin}$	$Q_{usefull}, \eta$
	Intensitas radiasi	$431 \text{ Watt/m}^2$ $575 \text{ Watt/m}^2$ $719 \text{ Watt/m}^2$		

**Tabel 3.4 Pengambilan Data Eksperimen**

*Terlampir*

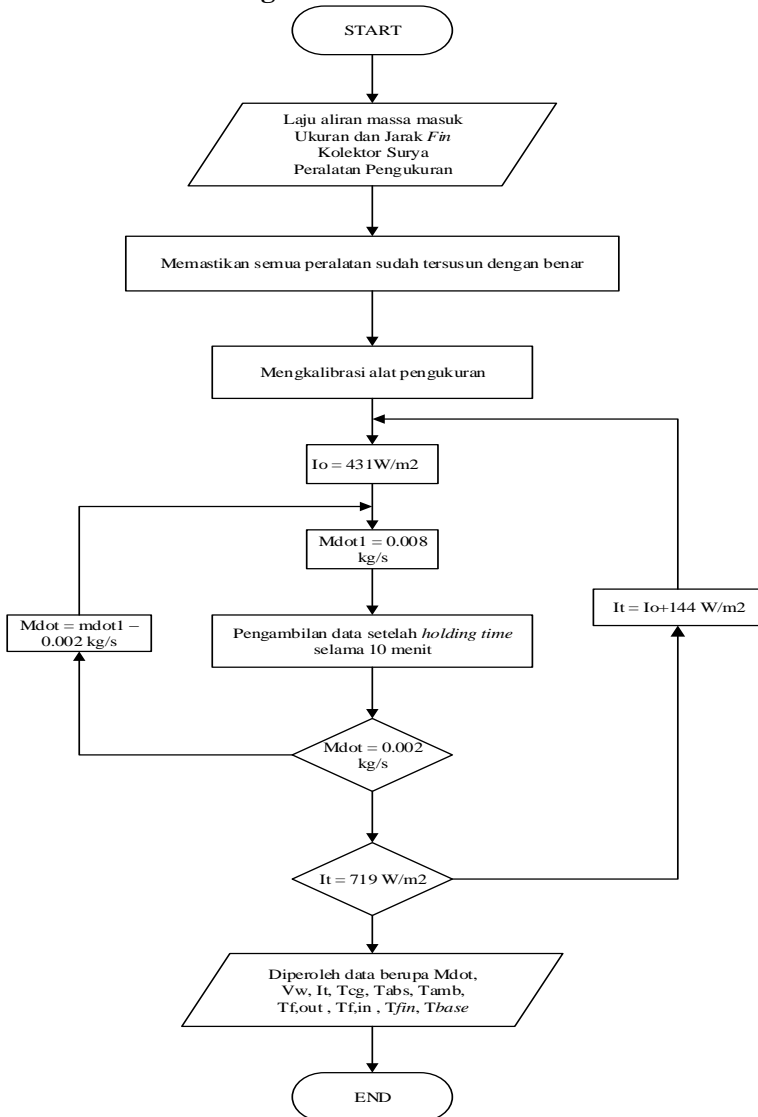
## 3.5 Flowchart

### 3.5.1 *Flowchart* Penelitian



**Gambar 3.8** *Flowchart* Penelitian

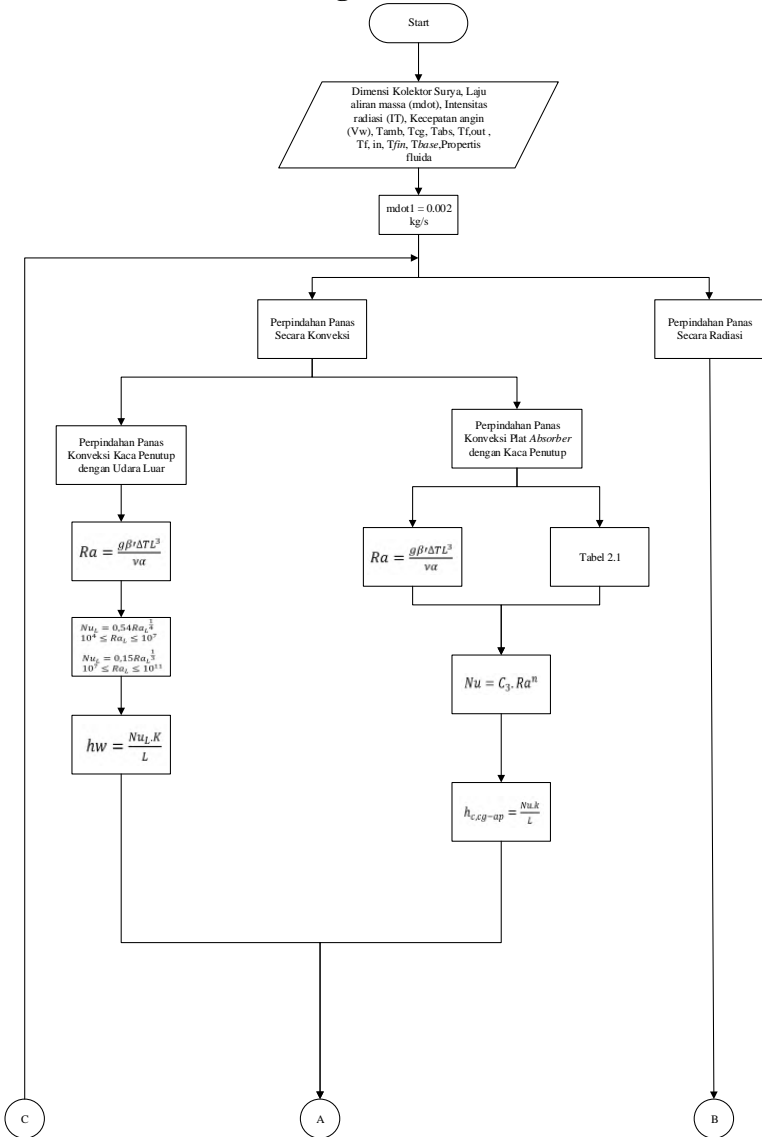
### 3.5.1 Flowchart Pengambilan Data



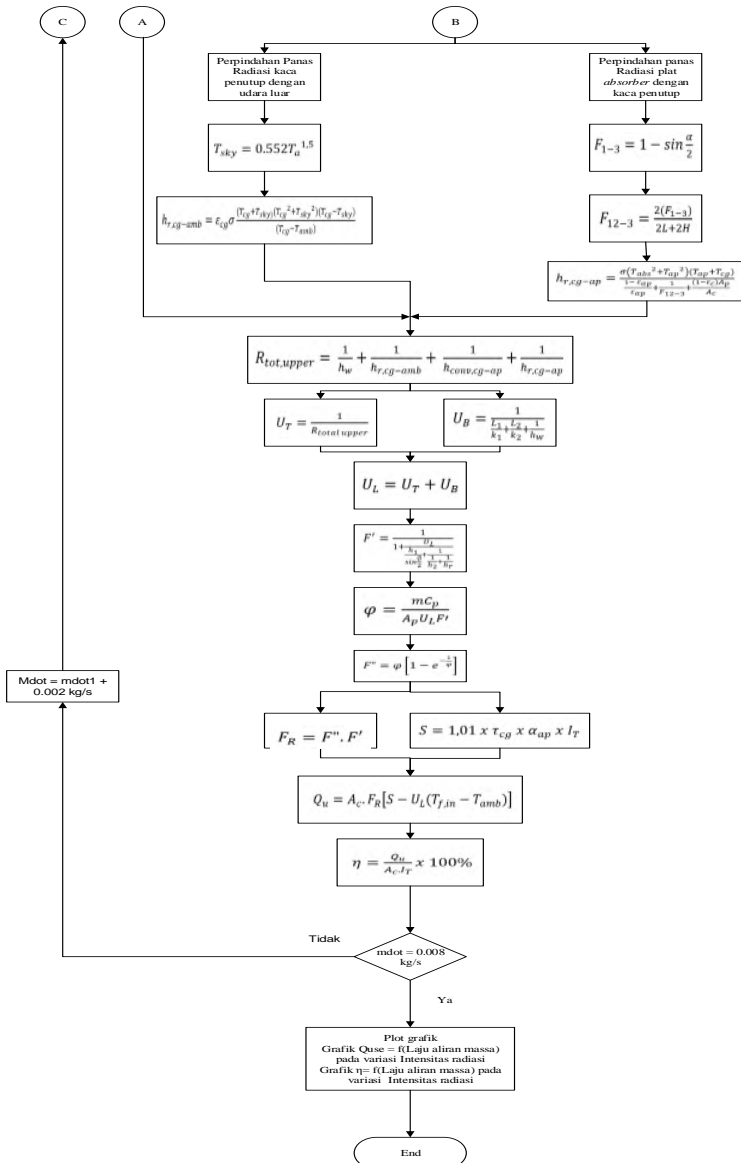
Gambar 3.9 Flowchart Pengambilan Data



3.5.2 Flowchart Perhitungan



Gambar 3.10 (a) Flowchart Perhitungan



Gambar 3.11 (b) Lanjutan *Flowchart* Perhitungan

### 3.6 Grafik Pengolahan Data

Hasil pengolahan data eksperimen selanjutnya akan ditampilkan dalam bentuk grafik sebagai berikut :

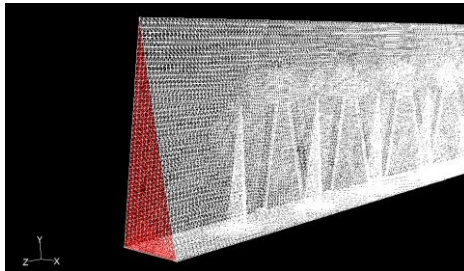
- a) Grafik  $Q_{usefull} = f(\text{laju aliran massa})$  pada variasi intensitas radiasi
- b) Grafik  $\eta = f(\text{laju aliran massa})$  pada intensitas radiasi
- c) Grafik  $f = f(\text{laju aliran massa})$

## BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN

Simulasi numerik dilakukan untuk aliran didalam saluran penampang segitiga dengan penambahan *obstacle* dan *fin*. Variasi diameter yang digunakan yakni 6, 8, dan 10 mm dengan tiap diameter divarisasikan jarak *fin* terhadap *obstacle* yakni 0.25L;0.5L;0.75L. Simulasi diawali dengan *grid independency*.

### 4.1 *Grid Independency*

*Grid independency* dilakukan dengan meningkatkan resolusi *mesh* dari renggang menjadi rapat. *Mesh* yang rapat dapat memperlihatkan detail vektor lebih baik dibanding *mesh* renggang namun diikuti dengan waktu yang lama dalam proses iterasi. Jumlah *mesh* yang terlalu banyak juga akan mempersulit iterasi mencapai konvergensi. Oleh karena itu *mesh* harus dirancang efektif dan lebih rapat dekat dinding. Berikut rancangan bentuk *mesh*:



**Gambar 4.1** Rancangan *mesh*

**Tabel 4.1** Jumlah *cell*, *face*, dan *node* dari kelima *mesh* yang diuji

<i>Mesh</i>	Jumlah Iterasi	Jumlah <i>cell</i>	Jumlah <i>face</i>	Jumlah <i>node</i>	Yplus
1	569	294,785	627,887	68,528	97.95
2	659	311,553	662,474	71,833	93.51
3	754	786,181	1,654,940	172,405	65.34

4	937	1,239,586	2,602,745	269,260	57.55
5	978	1,641,594	3,446,487	356,252	49.29

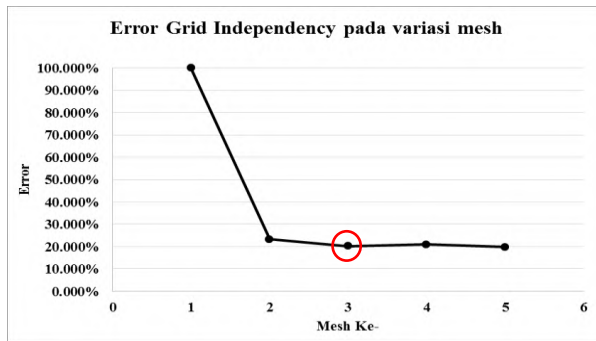
Uji *grid independency* dilakukan untuk membandingkan hasil simulasi dari *mesh* renggang hingga rapat. Geometri dan domain aliran serta model *viscous* yang digunakan pada kelima *mesh* sama. *Grid independency* bertujuan untuk memeriksa apakah jumlah *grid* yang digunakan sudah tepat untuk pengambilan data dan menemukan *mesh* yang baik dan efisien untuk dilakukan pengamatan numerik. Perlu digunakan *grid* yang tepat supaya mendapatkan nilai pengamatan yang sesuai atau tidak menyimpang dari kondisi kenyataan.

Setiap *mesh* yang diuji memiliki kondisi batas dan pengaturan yang sama dalam *software* Fluent. Pengaturan meliputi simulasi 3 dimensi, *double precision*, model *viscous Shear Stress Transport K- $\omega$*  (SSTK $\omega$ ), material plat *absorber* dan *fin* adalah aluminium, intensitas radiasi diatur 431 Watt/m<sup>2</sup>, model *discretization equation* menggunakan *first order scheme* dan hubungan kecepatan dan tekanan menggunakan *SIMPLEC*.

Hasil simulasi yang digunakan adalah kecepatan fluida searah sumbu Z (posisi  $z = 410$  mm, letak *obstacle* bagian tengah) pada koordinat sumbu  $x=0.015$  m dimana aliran mengalir pada sumbu simetri saluran, dan sumbu  $y=0.056$  m (posisi 0 m dihitung dari ujung plat *absorber*). Berikut nilai kecepatan yang didapatkan:

**Tabel 4.2** Hasil simulasi variasi *mesh*

<i>Mesh</i>	Y (m)	Z Velocity (m/s)	Error
1	0.05605	2.03018	100%
2	0.05596	2.64253	23.173%
3	0.05662	2.19935	20.150%
4	0.05699	1.81991	20.849%
5	0.05655	2.26775	19.748%



**Gambar 4.2** Nilai *error grid independency*

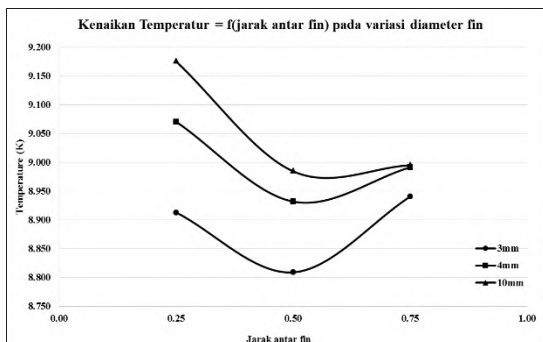
Nilai *error* kecepatan pada tiap *mesh* yang diuji selanjutnya diplot dalam grafik. Dari Gambar 4.2 didapatkan *mesh* 3 memiliki error yang tidak banyak berubah dibandingkan dengan *mesh* 4 dan 5. Oleh karena itu, *mesh* 3 dianggap memenuhi *grid independency*.

#### 4.2 Hasil Simulasi

Dari hasil *grid independency*, *mesh* 3 digunakan sebagai *mesh* acuan pada semua variasi diameter *fin*. Simulasi dilakukan pada 3 variasi diameter *fin* dan 3 jarak *fin* terhadap *obstacle* dengan satu variasi intensitas, 431 Watt/m<sup>2</sup>, dan kecepatan fluida masuk, 6.5 m/s. Selanjutnya, dari simulasi yang dilakukan untuk tiap variasi, *global properties* yang dihasilkan yaitu perbedaan temperatur masuk dan keluar serta penurunan tekanan aliran. Simulasi pada saluran tanpa *fin* juga dilakukan untuk membandingkan pengaruh *fin* terhadap peningkatan temperatur dan penurunan tekanan. Hasil simulasi dapat dilihat pada tabel berikut:

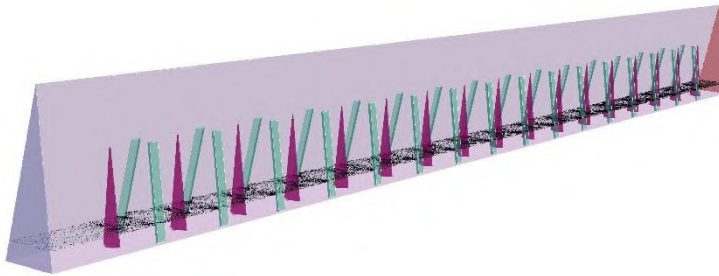
**Tabel 4.3** Hasil simulasi variasi diameter *fin* dan jarak

Variasi <i>Fin</i>	Variasi Jarak	$\Delta T(K)$	$\Delta P(Pa)$	Rasio $\Delta P$	Rasio $\Delta T$	Rasio Total
6 mm	0.25L	8.913	404.730	1.106	0.007	0.007
	0.5L	8.809	357.045	0.858	0.019	0.022
	0.75L	8.940	363.421	0.891	0.004	0.005
8 mm	0.25L	9.070	508.02	1.643	0.0103	0.006
	0.5L	8.932	432.771	1.252	0.005	0.004
	0.75L	8.991	442.675	1.303	0.0015	0.001
10 mm	0.25L	9.175	670.211	2.488	0.0219	0.009
	0.5L	8.984	544.422	1.833	0.0007	0.0004
	0.75L	8.995	562.314	1.926	0.002	0.0009
Tanpa <i>Fin</i>		8.978	192.168			

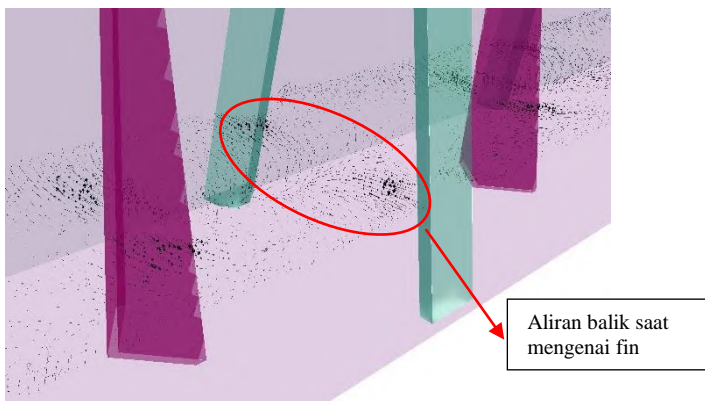
**Gambar 4.3** Perbandingan diameter *fin* dan perbedaan temperatur

Dari Gambar 4.3 terlihat grafik perbedaan temperatur pada tiap variasi diameter dan jarak *fin*. *Fin* dengan diameter 10 mm pada jarak 0.25L memberikan perbedaan temperatur paling tinggi yakni 9.175 K. Sedangkan, *fin* berdiameter 6 mm pada jarak 0.5L memberikan perbedaan temperatur paling rendah, 8.809 K. Penggunaan diameter *fin* semakin besar mengakibatkan peningkatan luas area perpindahan panas selanjutnya akan

meningkatkan temperatur keluar. Dari Gambar 4.4 dapat dilihat vektor kecepatan fluida kerja saat mengenai *obstacle* dan *fin* pada jarak  $0.5L$ .



(a)



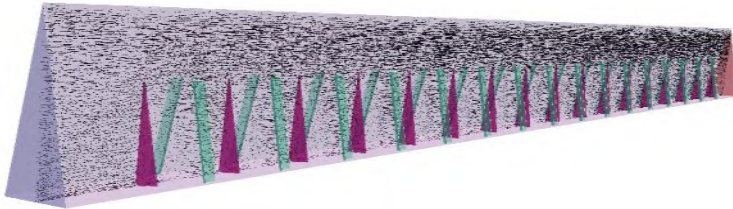
(b)

**Gambar 4.4** (a) Vektor kecepatan menggunakan *iso surface* pada *Y coordinate*  $0.01$  m pada *fin* berdiameter  $6$  mm dengan jarak *obstacle*  $0.5L$  (b) Perbesaran vektor kecepatan

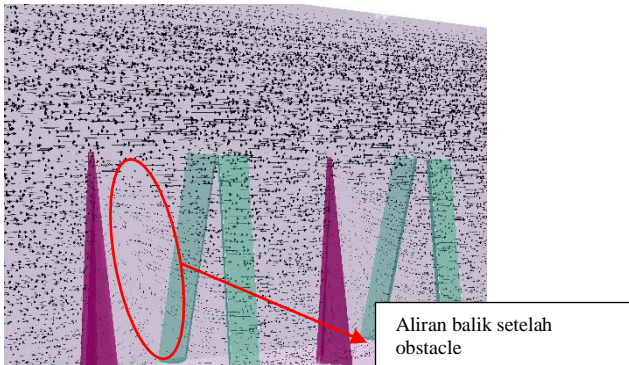
Gambar 4.4(a) menunjukkan vektor kecepatan fluida yang dilihat searah sumbu *Z* dengan *iso value*  $0.01$  m pada sumbu *Y*. Pada Gambar 4.4 (b) terdapat aliran balik akibat fluida mengenai *fin* dan *obstacle*. Arah aliran mendekati plat penyerap setelah mengenai *obstacle* selanjutnya mengenai *fin*. Semakin tinggi laju



aliran pada sisi plat penyerap dapat meningkatkan temperatur rata-rata aliran udara.



(a)

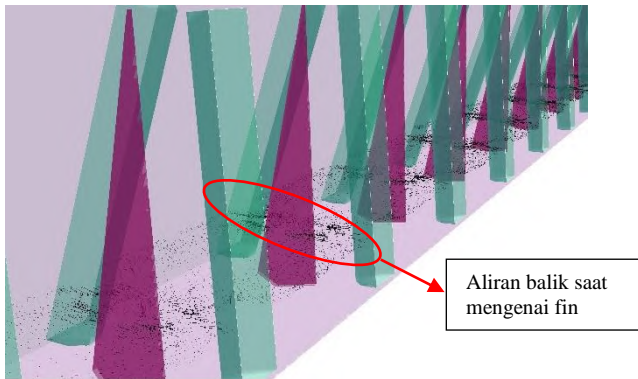


(b)

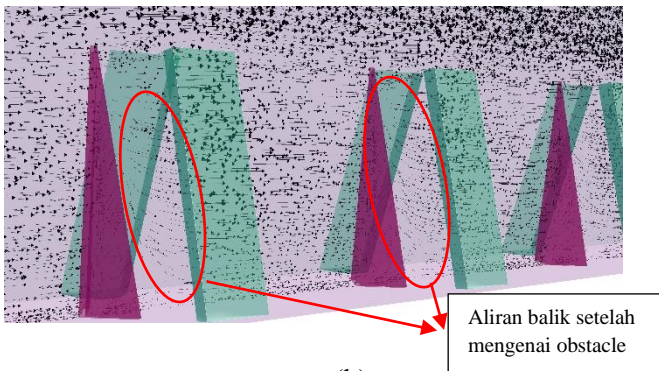
**Gambar 4.5** (a) Vektor kecepatan menggunakan *iso surface* pada *X coordinate* 0.015 m pada *fin* berdiameter 6mm dengan jarak *obstacle* 0.5L (b) Perbesaran vektor kecepatan

Gambar 4.5(a) menunjukkan vektor kecepatan fluida pada *iso surface X coordinate* dengan *iso value* 0.015 m. Gambar 4.5 (b) menunjukkan aliran balik akibat aliran mengenai *obstacle*. *Obstacle* berguna sebagai *vortex generator* yang mampu mengarahkan aliran dan meningkatkan olakan. *Vortex* merupakan ciri bahwa aliran menjadi turbulen. Ketika aliran turbulen, partikel fluida menunjukkan gerakan tambahan yang dapat meningkatkan kecepatan energi dan pertukaran momentum

diantara partikel sehingga dapat meningkatkan perpindahan kalor dan koefisien gesek aliran.



(a)



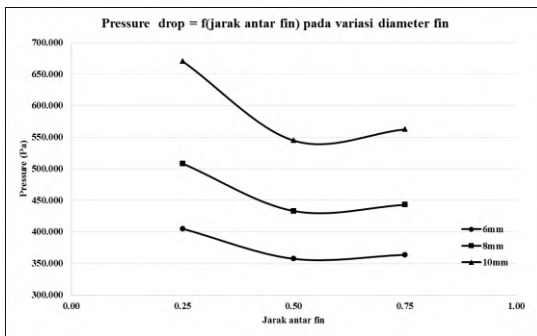
(b)

**Gambar 4.6** Vektor kecepatan menggunakan *iso surface* pada *Y coordinate* 0.01 m pada *fin* berdiameter 10 mm dengan jarak *obstacle* 0.25L

Gambar 4.6 menunjukkan adanya aliran balik setelah mengenai obstacle dan fin. Jarak *fin* yang semakin dekat dengan *obstacle* menghasilkan olakan yang cukup besar. Aliran udara yang masuk pertama-tama mengenai *obstacle* selanjutnya

mengenai *fin* yang berada 0.25L (12.5 mm dibelakang *obstacle*). Sedangkan, jarak *fin* sebesar 0.5L (25 mm dibelakang *obstacle*) menghasilkan olakan yang lebih sedikit dibanding jarak 0.25L. Jadi *fin* berdiameter 10 mm pada jarak 0.25L menghasilkan peningkatan temperatur paling besar karena vortex paling besar dan luas area perpindahan yang lebih besar dibandingkan *fin* diameter 6mm.

Hasil simulasi menunjukkan perbedaan suhu yang dihasilkan pada tiap variasi diameter *fin* tidak berbeda jauh. Tetapi menghasilkan penurunan tekanan tiap variasi cukup besar. Penurunan tekanan paling kecil pada *fin* berdiameter 6 mm pada jarak 0.5L sedangkan paling besar pada *fin* berdiameter 10 mm pada jarak 0.25L. Aliran fluida yang diganggu dengan *obstacle* dan *fin* mengakibatkan adanya penurunan kecepatan aliran secara mendadak dan selanjutnya mengakibatkan adanya aliran balik. Semakin besar aliran balik yang dihasilkan maka akan merugikan karena mengakibatkan *pressure drop* yang besar pula. Besarnya penurunan tekanan akan mempengaruhi daya blower yang digunakan.

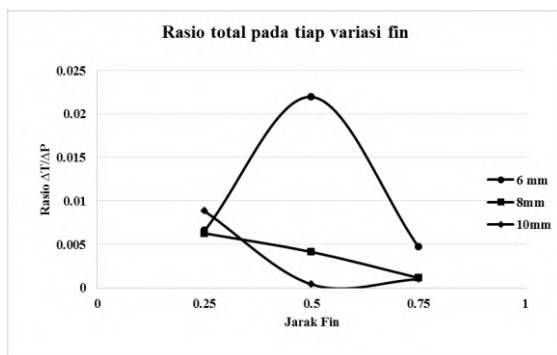


**Gambar 4.7** Perbandingan diameter *fin* dan penurunan tekanan

Gambar 4.7 menunjukkan grafik jarak *fin* terhadap *obstacle* dengan *pressure drop* pada berbagai variasi diameter *fin*. Jarak *fin* 0.5L menghasilkan penurunan tekanan paling rendah pada semua variasi diameter *fin*. Semakin besar diameter *fin* semakin besar

pula penurunan tekanan yang dihasilkan. Oleh karena itu, pemilihan *fin* digunakan rasio antara perbandingan peningkatan temperatur terhadap penurunan tekanan ketika ditambahkan *fin* dinyatakan secara matematis  $\left| \frac{\Delta T_{fin} - \Delta T_{tanpa\ fin}}{\Delta T_{tanpa\ fin}} \right| \left| \frac{\Delta P_{fin} - \Delta P_{tanpa\ fin}}{\Delta P_{tanpa\ fin}} \right|$ .

Rasio yang diharapkan yakni dengan nilai terbesar dengan peningkatan temperatur terbesar dengan penurunan tekanan terkecil. Rasio tersebut menunjukkan besar energi *gain* yang dihasilkan per energi *supply* yang dibutuhkan. Energi *gain* dihitung menggunakan persamaan  $Q = \dot{m}_f \times C_p \times (\Delta T_{fin} - \Delta T_{tanpa\ fin})$ , dimana  $\dot{m}_f$  adalah laju aliran massa udara (kg/s),  $C_p$  adalah panas jenis fluida atau *spesifik heat of fluid* (J/Kg.°C),  $\Delta T$  adalah beda temperatur keluar dan masuk udara. Energi *supply* dihitung menggunakan persamaan  $P = \dot{V} (\Delta P_{fin} - \Delta P_{tanpa\ fin})$ , dimana  $P$  adalah daya yang dibutuhkan (Watt),  $\dot{V}$  adalah debit aliran udara (m<sup>3</sup>/s),  $\Delta P$  adalah penurunan tekanan (Pascal).



**Gambar 4.8** Rasio total pada tiap variasi *fin*

Pada Gambar 4.8 adalah hasil perhitungan rasio total yakni diameter *fin* 6mm dengan jarak 0.5L memiliki nilai paling tinggi yakni sebesar 0.022. Diameter 6mm dengan jarak 0.5L dianggap

sebagai *fin* paling optimum karena vortex yang dihasilkan cukup besar serta vektor kecepatan lebih tinggi pada sisi plat penyerap sehingga temperatur rata-rata aliran udara lebih tinggi serta penurunan tekanan yang paling kecil. Selanjutnya, *fin* berdiameter 6mm yang disusun sejajar pada jarak 0.5L dari *obstacle* akan diuji secara eksperimen dengan *test section* seperti Ekadewi A, 2014 untuk mengetahui performansi kolektor surya.

### 4.3 Hasil Eksperimen

Percobaan dan pengambilan data dilakukan di Laboratorium Perpindahan Panas dan Massa Teknik Mesin ITS untuk mengetahui pengaruh penambahan *fin* setengah silinder berdiameter 6mm pada kolektor surya *v-corrugated* dengan *obstacle* berbentuk paruh dengan sudut paruh 30°. Penelitian ini menggunakan variasi laju aliran massa, 0.002;0.004;0.006;0.008 kg/s, serta intensitas cahaya lampu, 3.3;4.4;5.5 mVolt. Lama pengambilan data tiap variasi, *holding time*, yakni 10 menit. Data hasil penelitian dan data perhitungan dapat dilihat pada lembar Lampiran.

### 4.4 Perhitungan Data

Dari hasil percobaan, data yang didapatkan selanjutnya akan dilakukan perhitungan untuk mengetahui performansi kolektor surya dan kemudian dilakukan analisa. Perhitungan dan analisa yang dilakukan dibatasi oleh asumsi-asumsi yang disebutkan pada subbab batasan masalah. Berikut ini adalah contoh perhitungan untuk mengetahui performansi dari kolektor surya pada laju aliran massa 0.002 kg/s dan intensitas cahaya 5.5 mVolt. Adapun dimensi kolektor surya adalah sebagai berikut :

- Panjang kolektor surya :  $L = 0.9 \text{ m}$
- Lebar kolektor surya :  $l = 0.09 \text{ m}$
- Tinggi *ducting channel* :  $t = 0.85 \text{ m}$
- Luasan efektif kolektor surya :  $0.155363 \text{ m}^2$
- Sudut gelombang :  $20^\circ$ 
  - Jumlah gelombang : 1

- *Cover Glass* (kaca penutup)
 

Transmisivitas ( $\tau_{cg}$ )	: 0.85
Emisivitas ( $\epsilon_{cg}$ )	: 0.9
- *Plat Absorber*

Absorbsivitas ( $\alpha_{abs}$ )	: 0.8
Emisivitas ( $\epsilon_{abs}$ )	: 0.9
- *Styrofoam* Insulasi
 

Ketebalan	: 0.03 m
Konduktifitas termal ( $k_{styrofoam}$ )	: 0.01 W/m.K
Panjang isolas, $L_1$	: 0.9 m
- *Papan Triplek* Insulasi
 

Ketebalan	: 0.005 m
Konduktifitas termal ( $k_{triplek}$ )	: 0.12 W/m.K
Panjang isolas, $L_2$	: 0.9 m

Berdasarkan data-data yang telah diperoleh selanjutnya dilakukan perhitungan untuk mengetahui performansi kolektor surya *V corrugated*. Berikut data yang didapatkan :

1. Laju aliran massa,  $\dot{m} = 0.002$  kg/s
2. Intensitas radiasi matahari,  $I_T = 5.5$  mVolt
3. Temperatur udara *ambient*,  $T_{amb} = 303$  K
4. Temperatur plat *absorber*,  $T_{abs} = 336.9167$  K
5. Temperatur *cover glass*,  $T_{cg} = 330.167$  K
6. Temperatur *inlet* fluida,  $T_{f, in} = 305.5$  K
7. Temperatur *outlet* fluida,  $T_{f, out} = 332.25$  K
8. Temperatur *fin*,  $T_{fin} = 323.3333$  K
9. Temperatur *base*,  $T_{base} = 310.5833$  K
10. Temperatur isolasi,  $T_{iso} = 303$  K
11. Percepatan gravitasi,  $g = 9.81$  m/s<sup>2</sup>
12. Konstanta Boltzman,  $\sigma = 5.67 \times 10^{-8}$  W/m<sup>2</sup>.K

➤ Menghitung Intensitas Radiasi (S)

Intensitas radiasi lampu halogen yang terbaca pada *pyranometer* sebesar 5.5 mVolt. Ketelitian *pyranometer* adalah

7.65 mVolt/ kWatt.m<sup>2</sup>. Intensitas yang mengenai plat *absorber* adalah

$$I_T = \frac{5.5 \text{ mVolt}}{0.00765 \frac{\text{mVolt}}{\text{Watt.m}^2}}$$

$$I_T = 718.954 \frac{\text{Watt}}{\text{m}^2}$$

$$S = 1.01 \times \tau_{cg} \times \alpha_{ap} \times I_T$$

$$S = 1.01 \times 0.85 \times 0.88 \times 718.954$$

$$S = 543.155 \frac{\text{Watt}}{\text{m}^2}$$

➤ Menghitung koefisien perpindahan panas konveksi oleh kaca penutup terhadap udara luar ( $h_w$ )

$$T_{f,cg-amb} = \frac{T_{cg} + T_{amb}}{2} = \frac{330.167 + 303}{2} = 316.5833 \text{ K}$$

Berdasarkan  $T_{f,cg-amb}$  maka dari tabel A.4 *Thermophysical properties of gases at atmospheric pressure* selanjutnya didapatkan:

$$\nu = 17.5583 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\alpha = 24.965 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$k = 27.5271 \cdot 10^{-3} \text{ W/m.K}$$

$$Ra = \frac{g \frac{1}{T_{f,cg-abs}} \Delta T_{cg-ap} L^3}{\nu \alpha}$$

$$Ra = \frac{9.81 \times \frac{1}{316.5833} \times 3 \times 0.9^3}{1.75583 \cdot 10^{-5} \times 2.4965 \cdot 10^{-5}}$$

$$Ra = 1400608693$$

$$Nu_L = 0.15 Ra_L^{\frac{1}{3}}$$

$$Nu_L = 0.15 \times 1400608693^{\frac{1}{3}}$$

$$Nu_L = 166.6536$$

$$h_{cw} = \frac{Nu \cdot k}{L}$$

$$h_w = \frac{166.6536 \times 27.5271 \cdot 10^{-3}}{0.9}$$

$$h_w = 5.09722 \frac{Watt}{m^2 \cdot K}$$

- Menghitung koefisien konveksi antara plat *absorber* dengan kaca penutup,  $h_{c,cg-ap}$

$$T_{f,cg-abs} = \frac{T_{cg} + T_{abs}}{2} = \frac{330.167 + 336.917}{2} = 333.542 K$$

Berdasarkan  $T_{f,cg-abs}$  maka dari tabel A.4 *Thermophysical properties of gases at atmospheric pressure* selanjutnya didapatkan :

$$v = 19.2643 \cdot 10^{-6} m^2/s$$

$$\alpha = 27.4642 \cdot 10^{-6} m^2/s$$

$$k = 28.7820 \cdot 10^{-3} W/m \cdot K$$

$$Ra = \frac{g \frac{1}{T_{f,cg-abs}} \Delta T_{cg-ap} L^3}{v \alpha}$$

$$Ra = \frac{9.81 \times \frac{1}{333.542} \times 3 \times 0.9^3}{1.92643 \cdot 10^{-5} \times 2.74642 \cdot 10^{-5}}$$

$$Ra = 273546236$$

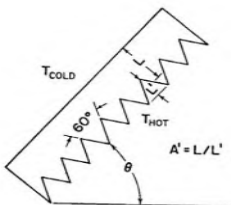
Menentukan nilai konstanta ( $C_3$  dan  $n$ )

$$\theta = 0^\circ$$

$$A' = \frac{L}{L'} = \frac{10 \text{ mm} + (\frac{1}{2} \times 85) \text{ mm}}{85 \text{ mm}} = 0.716$$

Sehingga,

$$C_3 = 0.06 \text{ dan } n = 0.41 \text{ (Tabel 2.1)}$$





$$Nu = C_3 \cdot Ra^n$$

$$Nu = 0.06 \cdot 273546236^{0.41}$$

$$Nu = 172.716$$

$$h_{c,cg-ap} = \frac{Nu \cdot k}{L}$$

$$h_{c,cg-ap} = \frac{172.716 \cdot 28.7820 \cdot 10^{-3}}{0.9}$$

$$h_{c,cg-ap} = 5.523 \frac{Watt}{m^2 \cdot K}$$

- Menghitung koefisien radiasi antara *cover glass* dan *ambient*,  $h_{r,cg-amb}$

$$T_{sky} = T_{amb}$$

$$h_{r,cg-amb} = \varepsilon_{cg} \sigma \frac{(T_{cg} + T_{sky})(T_{cg}^2 + T_{sky}^2)(T_{cg} - T_{sky})}{(T_{cg} - T_{amb})}$$

$$h_{r,cg-amb}$$

$$= 0.8 \times 5.67 \cdot 10^{-8} \frac{(330.167 + 303)(330.167^2 + 303^2)(330.167 - 303)}{(330.167 - 303)}$$

$$h_{r,cg-amb} = 5.7642 \frac{Watt}{m^2 \cdot K}$$

- Menghitung koefisien radiasi antara *cover glass* dan plat *absorber*,  $h_{r,cg-ap}$

$$F_{1-2} = 1 - \sin \frac{20}{2}$$

$$F_{1-2} = 0.826352$$

$$F_{12-3} = \frac{2(F_{1-2})}{2L + 2H}$$

$$F_{12-3} = \frac{2(0.826352)}{2(0.086313) + 2(0.0525)}$$

$$F_{12-3} = 0.5138202$$

$$h_{r,cg-ap} = \frac{\sigma(T_{cg}^2 + T_{ap}^2)(T_{ap} + T_{cg})}{\frac{1 - \varepsilon_{ap}}{\varepsilon_{ap}} + \frac{1}{F_{12-3}} + \frac{(1 - \varepsilon_c)A_p}{A_c}}$$

$$h_{r,cg-ap} = \frac{5.67 \cdot 10^{-8} (330.167^2 + 336.917^2)(336.917 + 330.167)}{\frac{1 - 0.9}{0.9} + \frac{1}{0.5138202} + \frac{(1 - 0.8)0.1553634}{0.027}}$$

$$h_{r,cg-ap} = 2.707 \frac{Watt}{m^2.K}$$

➤ Menghitung Overall heat coefficient top ( $U_T$ )

$$R_{tot,upper} = \frac{1}{h_w} + \frac{1}{h_{r,cg-amb}} + \frac{1}{h_{conv,cg-ap}} + \frac{1}{h_{r,cg-ap}}$$

$$R_{tot,upper} = \frac{1}{5.09722} + \frac{1}{5.764} + \frac{1}{5.523} + \frac{1}{2.707}$$

$$U_T = \frac{1}{R_{total,upper} \cdot A_{abs}}$$

$$U_T = \frac{1}{0.92 \times 0.1553634}$$

$$U_T = 6.9954 \frac{Watt}{m^2.K}$$

➤ Menghitung Overall heat coefficient bottom ( $U_B$ )

$$R_{tot,bottom} = \left( \frac{L_1}{k_1} + \frac{L_2}{k_2} + \frac{1}{h_w} \right)$$

$$R_{tot,bottom} = \frac{0.03}{0.01} + \frac{0.005}{0.12} + 0$$

$$U_B = \frac{1}{R_{tot, bottom} \times A_{iso}}$$

$$U_B = \frac{1}{3.04167 \times 0.027}$$

$$U_B = 12.17656 \frac{\text{Watt}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

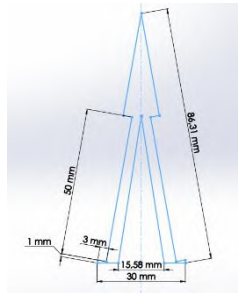
- Menghitung *Overall heat coefficient total* ( $U_L$ )

$$U_L = U_T + U_B$$

$$U_L = 6.9954 + 12.17656$$

$$U_L = 19.1720 \frac{\text{Watt}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

- Menghitung koefisien konveksi antara plat *absorber* dengan fluida,  $h_{c, ap\text{-fluida}}$



$A_c$  = Luas penampang inlet – fin – obstacle

$$A_c = \left(\frac{1}{2} \times \text{alas} \times \text{tinggi}\right) - (2 \times \text{tinggi} \times \text{panjang}) - \left(\frac{1}{2} \times \text{alas} \times \text{tinggi}\right)$$

$$A_c = \left(\frac{1}{2} \times 0.03 \times 0.085\right) - (2 \times 0.003 \times 0.05) - \left(\frac{1}{2} \times 0.01558 \times 0.05\right)$$

$$A_c = 0.002342 \text{ m}^2$$

$$\begin{aligned}
 P &= (\text{Panjang sisi miring inlet} \times 2) \\
 &\quad + (\text{Panjang sisi miring obstacle} \times 2) \\
 &\quad + (\text{Lebar fin} \times 4) \\
 &\quad + (\text{Lebar penampang inlet} - \text{alas obstacle}) \\
 P &= (0.086313 \times 2) + (0.0508035 \times 2) + (0.003 \times 4) + (0.03 \\
 &\quad - 0.01558)
 \end{aligned}$$

$$P = 0.299046m$$

$$D_h = \frac{4 \times A_c}{P}$$

$$D_h = \frac{4 \times 0,002342}{0.299046}$$

$$D_h = 0.00783157m$$

$$T_{f,abs-fluid} = \frac{T_{f,in} + T_{f,out}}{2} = \frac{305.5 + 332.25}{2} = 318.88 \text{ K}$$

Berdasarkan  $T_{f,cg-abs}$  maka dari tabel A.4 *Thermophysical properties of gases at atmospheric pressure* selanjutnya didapatkan:

$$v = 1.7789 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\mu = 1.935 \cdot 10^{-5} \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$$

$$\alpha = 2.52935 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$k = 27.696 \cdot 10^{-3} \text{ W}/\text{m}\cdot\text{K}$$

$$\rho = 1.099 \text{ kg}/\text{m}^3$$

$$Pr = 0.7023$$

$$Re_{D_h} = \frac{\rho \times V \times D_h}{\mu}$$

$$Re_{D_h} = \frac{1.099 \times 2.6 \times 0.00740593}{1.935 \cdot 10^{-5}}$$

$$Re_{D_h} = 1093.163 \text{ (turbulen paksa)}$$

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{\frac{4}{5}} Pr^{0.4}$$

$$Nu_D = 0.023 \times 1093.163^{\frac{4}{5}} \times 0.7023^{0.4}$$

$$Nu_D = 5.39254$$

$$h_{c,ap-fluida} = \frac{Nu \times K_{fluida}}{D_h}$$

$$h_{c,ap-fluida} = \frac{5.39254 \times 27.696 \times 10^{-3} \text{ W/m.K}}{0.00740593}$$

$$h_{c,ap-fluida} = 20.16705 \frac{\text{Watt}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

- Menghitung koefisien radiasi antara plat *absorber* dan *base*,  $h_{r,ap-bp}$

$$F_{1-4} = 1 - \sin \frac{\alpha}{2}$$

$$F_{1-4} = 1 - \sin \frac{20}{2}$$

$$F_{1-4} = 0.826352$$

$$F_{12-4} = \frac{2L(F_{1-4})}{2t_{fin} + W}$$

$$F_{12-4} = \frac{2 \times 0.086313 (0.826352)}{(2 \times 0.003) + 0.03}$$

$$F_{12-4} = 3.96249$$

$$h_{r,ap-bp} = \frac{\sigma(T_{ap}^2 + T_{bp}^2)(T_{ap} + T_{bp})}{\frac{1 - \varepsilon_{ap}}{\varepsilon_{ap}} + \frac{1}{F_{12-4}} + \frac{(1 - \varepsilon_{bp})A_p}{A_{bp}}}$$

$$h_{r,ap-bp}$$

$$= \frac{5.67 \times 10^{-8} (336.917^2 + 310.583^2) (336.917 + 310.583)}$$

$$= \frac{1 - 0.9}{0.9} + \frac{1}{3.96249} + \frac{(1 - 0.9) 0.1553634}{0.027}$$

$$h_{r,ap-bp} = 24.07547 \frac{\text{Watt}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

➤ Menghitung Faktor Pelepasan Panas ( $F_R$ )

$$F' = \frac{1}{1 + \frac{U_L}{\frac{h_1}{\sin \frac{\phi}{2}} + \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_r}}}}$$

$$F' = \frac{1}{1 + \frac{22.7898}{\frac{20.16705}{\sin \frac{20}{2}} + \frac{1}{\frac{1}{20.16705} + \frac{1}{24.07547}}}}$$

$$F' = 0.847968$$

$$\phi = \frac{mC_p}{A_p U_L F'}$$

$$\phi = \frac{0.002 \times 1007}{0.1553634 \times 22.7898 \times 0.847968}$$

$$\phi = 1.29129$$

$$F'' = \phi \left[ 1 - e^{-\frac{1}{\phi}} \right]$$

$$F'' = 1.291297 \left[ 1 - e^{-\frac{1}{1.291297}} \right]$$

$$F'' = 0.696$$

$$F_R = F'' \cdot F'$$

$$F_R = 0.696 \times 0.847968$$

$$F_R = 0.59022$$

➤ Menghitung  $Q_{\text{usefull}}$

Pada penelitian ini memperhitungkan energi yang berguna,

$Q_{\text{use}}$  (termodinamika) dan  $Q_{\text{use}}$  (energi surya)

-  $Q_{\text{use}}$  (termo)

$$Q_u = \dot{m}_f \times C_p \times (T_{f,\text{out}} - T_{f,\text{in}})$$

$$Q_u = 0.002 \times 1007 \times (318.88 - 305.5)$$

$$Q_u = 51.854 \text{ Watt}$$

-  $Q_{use}$  (energi surya)

$$Q_u = A_p \cdot F_R [S - U_L (T_{fin} - T_{amb})]$$

$$Q_u = 0.1553634 \times 0.59022 [543.1556 - 19.1720(305.5 - 303)]$$

$$Q_u = 48.72798 \text{ Watt}$$

➤ Menghitung Efisiensi Kolektor Surya ( $\eta$ )

Efisiensi kolektor surya pemanas udara tipe aliran di bawah plat *absorber* dengan bentuk-V dijabarkan dalam persamaan di bawah ini :

-  $\eta_{use}$  (termo)

$$\eta = \frac{Q_{use \text{ termo}}}{A_p \cdot I_T} \times 100\%$$

$$\eta = \frac{51.854}{0.1553634 \times 718.95425} \times 100\%$$

$$\eta = 46.42\%$$

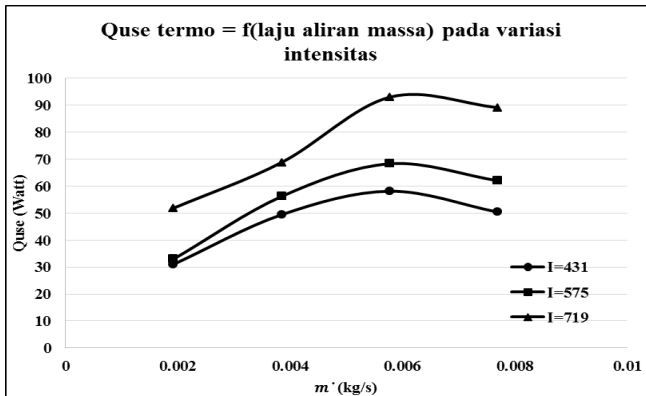
-  $\eta_{use}$  (energi surya)

$$\eta = \frac{Q_{use \text{ ensur}}}{A_p \cdot I_T} \times 100\%$$

$$\eta = \frac{48.72798}{0.1553634 \times 718.95425} \times 100\%$$

$$\eta = 43.624\%$$

#### 4.5 Analisa Energi Berguna Terhadap Variasi Intensitas Radiasi dan Laju Aliran Massa



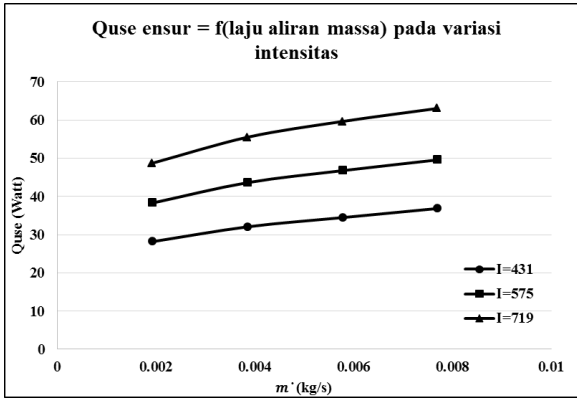
**Gambar 4.9** Grafik energi berguna termo fungsi laju aliran massa pada variasi intensitas radiasi

Energi berguna adalah besar energi panas yang diserap oleh fluida kerja untuk menaikkan temperatur keluar. Terdapat dua  $Q_{use}$  dari kolektor surya dengan tinjauan termodinamika dan energi surya. Berdasarkan grafik pada gambar 4.9 dapat kita lihat bahwa tren grafik  $Q_{use}$  berubah terhadap besarnya laju aliran massa yang diberikan, semakin besar laju aliran massa yang diberikan maka nilai  $Q_{use}$  juga akan semakin tinggi, begitu pula dengan besar intensitas radiasi yang diberikan. Hal ini sesuai dengan rumus  $Q_u = \dot{m}_f \times C_p \times (T_{f,out} - T_{f,in})$ .

Pada grafik  $Q_{use}$  termo, nilai paling tinggi dihasilkan pada laju aliran massa sebesar 0.006 kg/s dengan intensitas radiasi paling tinggi yakni, 719 Watt/m<sup>2</sup> yakni 93.047791 Watt. Hal ini terjadi karena perhitungan  $Q_{use}$  termo dipengaruhi oleh besar laju aliran massa dan beda temperatur yang dihasilkan. Pada intensitas yang sama, semakin kecil laju aliran massa yang dialirkan dalam kolektor surya maka semakin mudah fluida tersebut untuk menyerap panas dan menghasilkan beda temperatur yang besar. Ketika beda temperatur yang dihasilkan besar tetapi laju aliran

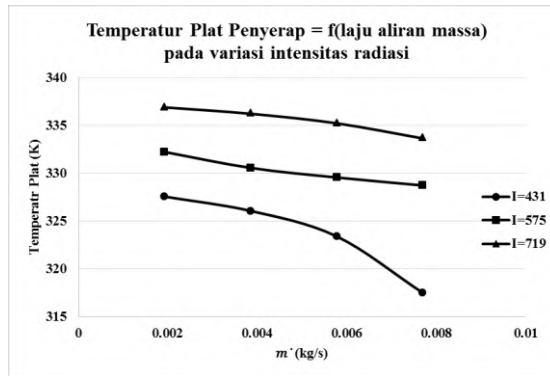


massa kecil maka nilai  $Q_{use}$  yang didapatkan kecil. Namun pada laju aliran massa 0.008 kg/s,  $Q_{use}$  yang didapatkan menurun. Dari grafik diatas, 0.006 kg/s adalah laju aliran massa optimum untuk menghasilkan  $Q_{use}$  paling besar.



**Gambar 4.10** Grafik energi berguna energi surya fungsi laju aliran massa pada variasi intensitas radiasi

Pada gambar 4.10 grafik  $Q_{use}$ , nilai paling tinggi pada laju aliran massa sebesar 0.008 kg/s dengan intensitas yang sama yakni 63.0464 Watt. Hal berbeda terlihat pada grafik  $Q_{use}$  energi surya, dimana tren grafik cenderung naik seiring bertambahnya laju aliran massa pada semua intensitas radiasi. Rumus  $Q_u = A_p \cdot F_R [S - U_L (T_{fin} - T_{amb})]$  menunjukkan bahwa besar  $Q_{use}$  dipengaruhi oleh besar intensitas yang diterima dan  $Q_{loss}$ , ( $Q_{loss} = A_p \cdot (U_T (T_{abs} - T_{amb}))$ ), atau energi yang hilang.  $A_p$  adalah luasan efektif plat penyerap.  $T_{abs}$  adalah temperatur plat absorber.  $T_{amb}$  adalah temperatur sekitar. Jika perumusan  $U_T$  dijabarkan maka, nilainya bergantung pada koefisien konveksi dan radiasi pada plat penyerap dan cover glass, dimana  $U_T = \frac{1}{R_{total\ upper-A_{abs}}}$ , dan  $R_{tot,upper} = \frac{1}{h_w} + \frac{1}{h_{r,cg-amb}} + \frac{1}{h_{conv,cg-ap}} + \frac{1}{h_{r,cg-ap}}$ .



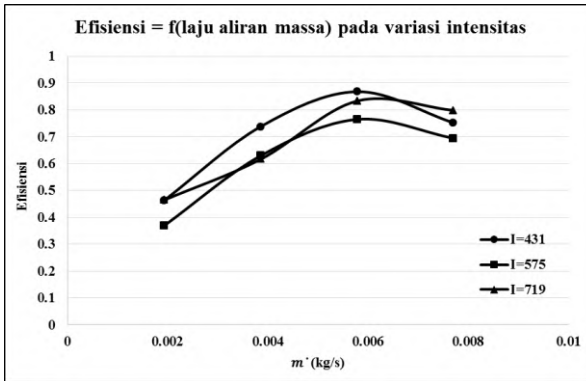
**Gambar 4.11** Grafik temperatur plat penyerap fungsi laju aliran massa pada variasi intensitas radiasi

Dari gambar 4.11 dapat dilihat jika temperatur plat penyerap memiliki tren menurun seiring dengan naiknya laju aliran massa. Semakin besar intensitas yang diberikan, maka temperatur *cover glass* dan plat penyerap juga akan naik sehingga menaikkan koefisien konveksi dan radiasi. Koefisien konveksi dan radiasi sebanding dengan *overall heat coefficient top* ( $U_T$ ). Bila temperatur plat semakin besar maka  $Q_{use}$  energi surya akan semakin kecil karena  $Q_{loss}$  yang dihasilkan besar. Begitu pula dengan semakin tinggi intensitas radiasi,  $Q_{loss}$  yang dihasilkan juga besar. Hal ini mengakibatkan tren grafik  $Q_{use}$  naik seiring kenaikan laju aliran massa pada semua intensitas.

Dari hasil perhitungan antara  $Q_{use}$  termo dan  $Q_{use}$  energi surya terdapat selisih yang cukup tinggi begitu pula pada tren grafiknya. Perbedaan hasil perhitungan energi berguna dikarenakan dalam melakukan perhitungan  $Q_{use}$  energi surya terdapat banyak asumsi yang digunakan seperti faktor pelepasan panas,  $F_R$ , dan koefisien absorpsivitas plat *absorber* dan transmisivitas kaca dalam menghitung jumlah intensitas radiasi yang diterima kolektor surya,  $S$ , serta asumsi dalam perhitungan *overall heat coefficient total* sehingga hasil yang didapatkan kurang mendekati kondisi aktual eksperimen. Pada grafik  $Q_{use}$

energi surya tidak terdapat penurunan nilai  $Q_{use}$ . Hal ini dikarenakan terdapat variabel yang dijaga konstan yakni intensitas radiasi yang diberikan dan temperatur sekitar maka tren yang dihasilkan cenderung naik. Dengan demikian, nilai  $Q_{use}$  yang digunakan didasarkan pada perhitungan termodinamika.

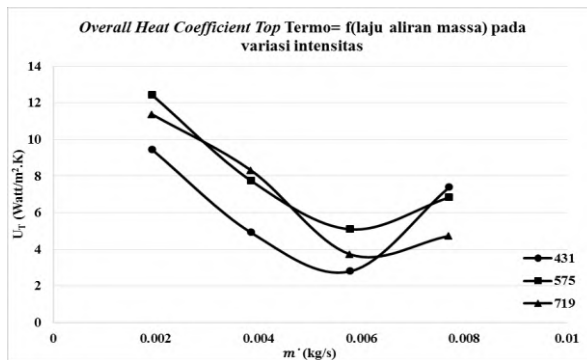
#### 4.6 Analisa Efisiensi Terhadap Variasi Intensitas Radiasi dan Laju Aliran Massa



**Gambar 4.12** Grafik efisiensi kolektor surya fungsi laju aliran massa pada variasi intensitas radiasi

Berdasarkan perhitungan energi berguna, kinerja kolektor surya dapat dilihat dari nilai efisiensi. Efisiensi merupakan perbandingan antara energi yang berguna dengan energi yang masuk. Nilai efisiensi ini menunjukkan baik atau tidaknya kolektor surya yang diuji dalam mentransfer energi panas ke fluida kerja yaitu, udara. Besar efisiensi sebanding dengan energi berguna dan berbanding terbalik dengan intensitas. Energi berguna sebanding dengan intensitas radiasi yang diterima. Hal ini sesuai dengan rumus  $\eta = \frac{Q_{use}}{A_c I_T}$  sehingga tren grafik naik. Dari gambar 4.12 dapat dilihat jika efisiensi desain paling ditinggi yakni 0.8677305 pada laju aliran optimum, 0.006 kg/s dan intensitas 431 Watt/m<sup>2</sup>.

Efisiensi paling tinggi dihasilkan pada variasi intensitas paling rendah, 431 Watt/m<sup>2</sup>. Perumusan efisiensi jika dijabarkan yakni  $\eta = 1 - \frac{Q_{loss}}{A_p \cdot I_T}$  dimana  $Q_{loss} = A_p \cdot (U_T(T_{abs} - T_{amb}))$ , atau energi yang hilang. Efisiensi dipengaruhi oleh *overall heat coefficient top* ( $U_T$ ). Pada perhitungan *overall heat coefficient top* ( $U_T$ ) dipengaruhi oleh temperatur plat penyerap dan kaca penutup. Semakin kecil intensitas radiasi maka  $U_T$  semakin kecil dan  $Q_{use}$  energi surya semakin besar dengan demikian efisiensi yang dihasilkan akan besar saat intensitas rendah.



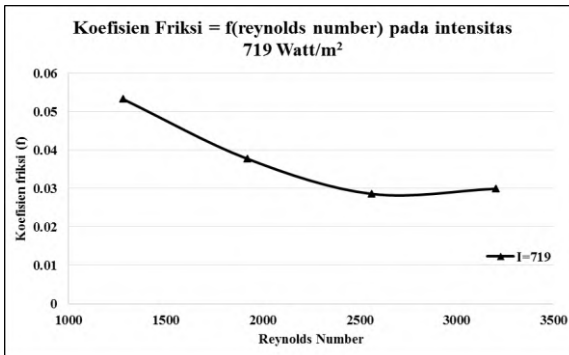
**Gambar 4.13** Grafik *overall heat coefficient top* ( $U_T$ ) fungsi laju aliran massa pada variasi intensitas radiasi

Pada Gambar 4.13 terlihat bahwa  $U_T$  memiliki tren menurun seiring kenaikan laju aliran massa namun naik pada laju aliran massa sebesar 0.008 kg/s. Pada intensitas 719 Watt/m<sup>2</sup>, terdapat penyimpangan dimana saat laju aliran massa 0.002 ; 0.006; 0.008 kg/s memiliki nilai  $U_T$  lebih kecil dibandingkan intensitas 575 Watt/m<sup>2</sup>. Hal ini menyebabkan efisiensinya lebih kecil dibandingkan saat intensitas 575 Watt/m<sup>2</sup>.

#### 4.7 Penurunan tekanan dan Koefisien Friksi Aliran Udara

Pada eksperimen yang dilakukan, penurunan tekanan dapat diukur dengan menggunakan *differential magnetic pressure gage*.

Penurunan tekanan adalah hasil dari gaya gesek pada fluida ketika mengalir melalui saluran. Penurunan tekanan banyak bergantung pada kecepatan aliran. Penurunan tekanan diukur selama proses pemanasan pada tiap variasi *reynolds number*. Selanjutnya, dengan mengetahui panjang saluran udara,  $L$ , dan kecepatan udara,  $v$ , koefisien friksi aliran dapat dicari dengan persamaan (2.65) yaitu,  $f = \frac{\Delta P}{\frac{L}{D_h} \rho \frac{V^2}{2}}$ .



**Gambar 4.14** Grafik koefisien friksi aliran fungsi *reynolds number* pada intensitas 719 Watt/m<sup>2</sup>

Gambar 4.14 adalah grafik koefisien friksi aliran ( $f$ ) terhadap *reynolds number* pada intensitas 719 Watt/m<sup>2</sup>. Koefisien friksi paling besar pada *reynold number* 1281. Tren grafik menurun menunjukkan koefisien friksi aliran berkurang seiring bertambahnya *reynolds number* selanjutnya tren grafik cenderung konstan pada Reynolds number 2562 dan 3202. Hal ini bersesuaian dengan diagram *moody* (*Introduction to fluid mechanics*, Fox).

Besarnya bilangan *reynolds* sebanding dengan kecepatan aliran ( $V$ ). Pada diagram *moody* ketika aliran dalam kategori laminar, nilai koefisien gesek dipengaruhi oleh *reynolds number* dan kekasaran permukaan saluran (*roughness*,  $e/D$ ). Maka semakin besar *reynolds number* mengakibatkan semakin kecil

nilai koefisien gesek. Sedangkan, saat aliran dalam kategori turbulen, nilai  $f$  cenderung konstan terhadap kenaikan *reynolds number*. Maka saat aliran semakin turbulen, koefisien friksi tidak semakin kecil seperti kondisi laminar.

Penambahan *obstacle* dan *fin* mengakibatkan penurunan tekanan maka energi yang diperlukan untuk mengalirkan udara semakin besar. Energi yang diperlukan dapat dihitung dengan persamaan  $P = \dot{V} \Delta P$ , dimana  $P$  adalah daya yang dibutuhkan (Watt),  $\dot{V}$  adalah debit aliran udara ( $\text{m}^3/\text{s}$ ),  $\Delta P$  adalah penurunan tekanan (Pascal). Ketika penurunan tekanan semakin besar maka akan menyebabkan kenaikan daya blower.

*(Halaman sengaja dikosongkan)*

## LAMPIRAN

Hasil simulasi numerik variasi *fin*

PARAMETER												
Variasi Diameter Fin	Variasi Jarak	Iterasi	Jumlah Cell	Jumlah Faces	Jumlah Nodes	Yplus	Tinlet (K)	Toutlet (K)	$\Delta T$ (K)	Pressure Inlet (Pa)	Pressure outlet (Pa)	$\Delta P$ (Pa)
6 mm	0.25	831	878994	1848699	192135	55.545	300	308.923	8.913	-3.534	-408.264	404.730
	0.50	783	925699	1942478	200039	55.567	300	308.819	8.809	-3.318	-360.364	357.046
	0.75	800	911845	1914541	197634	50.885	300	308.951	8.941	-3.465	-366.887	363.422
8 mm	0.25	800	853140	1792589	185471	64.105	300	309.081	9.071	-3.582	-511.602	508.020
	0.50	734	822815	1732074	180524	57.798	300	308.942	8.932	-3.222	-435.994	432.771
	0.75	730	813529	1713495	179010	58.231	300	309.002	8.992	-3.198	-445.873	442.675
10 mm	0.25	795	781321	1645121	171569	75.527	300	309.185	9.175	-3.874	-674.085	670.211
	0.50	758	781464	1645505	171639	68.768	300	308.995	8.985	-3.260	-547.683	544.422
	0.75	779	768041	1618459	169299	69.667	300	309.005	8.995	-3.244	-565.558	562.314
Tanpa Fin		2432	893956	1859657	184624	41.169	300	308.988	8.978	-3.325	-195.493	192.168

Variasi Diameter Fin	Variasi Jarak	Rasio $\Delta P$	Rasio $\Delta T$	Rasio Total
6 mm	0.25	1.106	0.007	0.007
	0.50	0.858	0.019	0.022
	0.75	0.891	0.004	0.005
8 mm	0.25	1.644	0.010	0.006
	0.50	1.252	0.005	0.004
	0.75	1.304	0.001	0.001
10 mm	0.25	2.488	0.022	0.009
	0.50	1.833	0.001	0.000
	0.75	1.926	0.002	0.001



## LAMPIRAN

Tabel data eksperimen

No	Laju aliran massa (kg/s)	Intensitas (mVolt)	Tamb	Tcg				Tfluida		T <sub>abs</sub>				T <sub>fin</sub>				T <sub>base</sub>				Tiso	AP (Pascal)
				1	2	3	avg	in	out	1	2	3	avg	1	2	3	avg	1	2	3	avg		
1	0.002	3.3	30	42.25	46.75	49.75	46.25	32.25	48.25	52.00	54.75	57.00	54.58	36.75	44.75	49.25	43.58	36.75	36.75	39.00	37.50	30	6
2	0.004		30	41.50	44.25	48.00	44.58	32.25	45.00	52.00	53.50	53.75	53.08	35.75	41.25	48.00	41.67	35.75	35.75	38.00	36.50	30	17
3	0.006		30	41.25	42.50	45.25	43.00	32.25	42.25	49.00	51.00	51.25	50.42	33.25	39.25	44.00	38.83	33.25	33.25	38.00	34.83	30	29
4	0.008		30	36.50	39.50	40.25	38.75	32.00	38.50	42.00	45.25	46.25	44.50	32.00	38.25	39.50	36.58	32.25	32.00	36.75	33.67	30	54
5	0.002	4.4	30	48.75	53.75	55.50	52.67	32.50	49.50	58.25	59.50	60.00	59.25	39.25	42.75	49.50	43.83	37.50	37.75	44.00	39.75	30	6
6	0.004		30	48.00	52.75	53.00	51.25	32.50	47.00	56.00	56.75	60.00	57.58	38.75	42.00	47.25	42.67	36.50	37.25	43.25	39.00	30	17
7	0.006		30	41.25	50.00	51.00	47.42	32.50	44.25	55.50	56.25	58.00	56.58	38.00	41.00	46.75	41.92	33.75	38.00	38.75	36.83	30	29
8	0.008		30	38.50	42.50	44.25	41.75	32.25	40.25	55.00	55.75	56.50	55.75	37.75	39.75	40.25	39.25	33.50	35.25	36.25	35.00	30	54
9	0.002	5.5	30	51.00	59.50	61.00	57.17	32.50	59.25	62.00	64.75	65.00	63.92	46.00	51.75	53.25	50.33	35.00	38.75	39.00	37.58	30	6
10	0.004		30	50.75	58.00	60.00	56.25	32.50	50.25	62.00	63.75	64.00	63.25	45.75	48.00	52.75	48.83	34.50	38.50	39.00	37.33	30	17
11	0.006		30	50.25	57.75	59.00	55.67	32.50	48.50	61.00	62.75	63.00	62.25	44.00	45.00	51.50	46.83	35.75	35.75	38.75	36.75	30	29
12	0.008		30	50.00	56.00	57.75	54.58	32.25	43.75	59.75	60.75	61.50	60.67	41.50	44.50	50.75	45.58	34.00	34.00	37.25	35.08	30	54

## LAMPIRAN

### Perhitungan data eksperimen

No	Laju aliran massa (kgs)	IT(Watt/m <sup>2</sup> )	h konveksi																							
			hw					cg-abs					abs-fluid				fin-fluid				fluid-base					
			T rata	$\beta'$	Ra	Nu	h	T rata	$\beta'$	Ra	Nu	h	T rata	Re	Nu	h	qf	Tf <sub>pw-Tin</sub>	T <sub>pw-Tout</sub>	$\Delta T_{mp}$	h	T rata	Re	Nu	h	
1	0.002	431.373	311.125	0.0032	9.09E+08	144.333	4.35	323.417	0.0031	3.89E+08	199.53	6.215	313.25	1192.044	5.782	20.141	1997.914	19.75	8.75	13.512	147.864	313.25	1192.044	5.7819	20.1408	
2	0.004		310.292	0.0032	8.27E+08	139.816	4.204	321.833	0.0031	4.06E+08	203.04	6.298	311.625	1803.971	8.055	27.936	3184.175	19.75	8.75	13.512	235.658	311.625	1803.971	8.0552	27.936	
3	0.006		309.5	0.0032	7.46E+08	135.112	4.054	319.708	0.0031	3.65E+08	194.443	5.997	310.25	2423.372	10.2	35.248	3746.088	16.75	9	12.476	300.254	310.25	2423.372	10.202	35.2479	
4	0.008		307.375	0.0033	5.19E+08	119.729	3.571	314.625	0.0032	3.05E+08	180.653	5.496	308.25	3062.361	12.3	42.279	3246.61	10	7.75	8.8273	367.794	308.25	3062.361	12.304	42.2795	
5	0.002	575.163	314.333	0.0032	1.21E+09	158.663	4.823	328.958	0.003	2.84E+08	175.434	5.544	314	1187.179	5.763	20.115	2122.783	25.75	10.5	17	124.87	314	1187.179	5.7627	20.1146	
6	0.004		313.625	0.0032	1.15E+09	155.841	4.729	327.417	0.0031	2.79E+08	174.202	5.483	312.75	1792.946	8.015	27.882	3621.218	23.5	13	17.735	204.185	312.75	1792.946	8.0151	27.882	
7	0.006		311.708	0.0032	9.66E+08	147.267	4.445	325	0.0031	4.18E+08	205.571	6.43	311.375	2408.572	10.15	35.18	4401.653	23	13.75	17.98	244.806	311.375	2408.572	10.151	35.1804	
8	0.008		308.875	0.0032	6.81E+08	131.059	3.925	321.75	0.0031	6.69E+08	249.257	7.73	309.25	3045.746	12.25	42.208	3995.827	22.75	16.25	19.318	206.844	309.25	3045.746	12.25	42.2083	
9	0.002	718.954	316.583	0.0032	1.4E+09	166.654	5.097	333.542	0.003	2.74E+08	172.717	5.523	318.875	1155.991	5.639	19.943	3340.262	29.5	5.75	14.524	229.977	318.875	1155.991	5.6391	19.9429	
10	0.004		316.125	0.0032	1.36E+09	165.133	5.044	332.75	0.003	2.87E+08	176.089	5.62	314.375	1777.13	7.957	27.804	4432.871	29.5	13.75	20.633	214.847	314.375	1777.13	7.9575	27.8037	
11	0.006		315.833	0.0032	1.34E+09	164.139	5.01	331.958	0.003	2.73E+08	172.478	5.493	313.5	2380.841	10.06	35.052	5993.741	28.5	14.5	20.718	289.307	313.5	2380.841	10.056	35.052	
12	0.008		315.292	0.0032	1.29E+09	162.234	4.945	330.625	0.003	2.57E+08	168.242	5.34	311	3016.87	12.16	42.083	5744.002	27.5	17.75	22.27	257.921	311	3016.87	12.155	42.083	

## LAMPIRAN

No	Laju aliran massa (kg/s)	IT(Watt/m <sup>2</sup> )	h radiasi					R total upper	UT	R total bottom	UB	UL	F'		F''	Fr	Qu(Watt)		S	η	
			cg-amb	cg-abs	abs-fin	abs-base	fin-base										Termo	Ensur		Termo	Ensur
1	0.002	431.373	5.465	2.468	23.673	23.019	21.835	0.9789	6.575	3.042	12.177	18.752	0.871	1.528	0.734	0.639	31.016	28.175	325.89	0.463	0.4204
2	0.004		5.42	2.432	23.299	22.748	21.531	0.9923	6.487	3.042	12.177	18.663	0.903	2.221	0.805	0.727	49.432	32.065	325.89	0.738	0.4784
3	0.006		5.378	2.384	22.705	22.285	21.068	1.0188	6.318	3.042	12.177	18.494	0.921	2.929	0.847	0.781	58.155	34.474	325.89	0.868	0.5144
4	0.008		5.267	2.272	21.836	21.536	20.721	1.0919	5.895	3.042	12.177	18.071	0.934	3.694	0.876	0.819	50.401	36.854	325.89	0.752	0.5499
5	0.002	575.163	5.639	2.597	24.226	23.78	22.096	0.9501	6.775	3.042	12.177	18.951	0.87	1.514	0.732	0.637	32.954	38.292	434.52	0.369	0.4285
6	0.004		5.6	2.561	23.91	23.512	21.895	0.9629	6.684	3.042	12.177	18.861	0.902	2.201	0.804	0.725	56.216	43.618	434.52	0.629	0.4881
7	0.006		5.496	2.505	23.715	23.169	21.592	0.9617	6.693	3.042	12.177	18.87	0.92	2.875	0.845	0.777	68.332	46.756	434.52	0.765	0.5232
8	0.008		5.345	2.431	23.335	22.883	21.128	0.9825	6.551	3.042	12.177	18.727	0.932	3.573	0.872	0.813	62.032	49.575	434.52	0.694	0.5548
9	0.002	718.954	5.764	2.707	25.495	24.075	22.564	0.9201	6.995	3.042	12.177	19.172	0.868	1.5	0.73	0.633	51.855	48.728	543.16	0.464	0.4362
10	0.004		5.739	2.688	25.246	23.972	22.376	0.9225	6.978	3.042	12.177	19.154	0.9	2.171	0.801	0.721	68.817	55.511	543.16	0.616	0.497
11	0.006		5.722	2.669	24.904	23.796	22.101	0.9311	6.913	3.042	12.177	19.09	0.919	2.845	0.843	0.775	93.048	59.632	543.16	0.833	0.5339
12	0.008		5.692	2.637	24.582	23.438	21.796	0.9444	6.815	3.042	12.177	18.992	0.931	3.527	0.871	0.811	89.171	63.046	543.16	0.798	0.5644

## LAMPIRAN

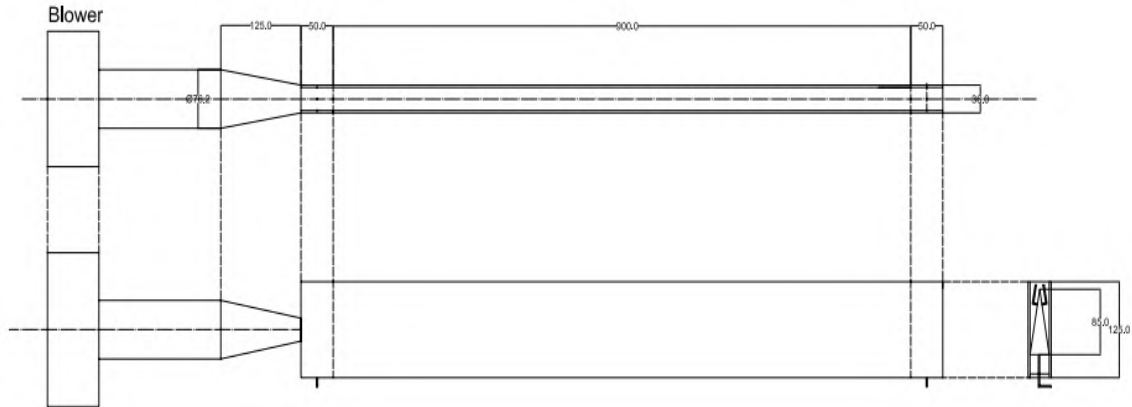
TABEL PROPERTIES CG - ABS								
No	Tf (K)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	Cp (J/kg.K)	$\mu$ (N.s/m <sup>2</sup> )	$\nu$ (m <sup>2</sup> /s)	$k$ (W/m.K)	$\alpha$ (m <sup>2</sup> /s)	Pr
1	323.417	1.0835	1007.94	1.96E-05	1.82E-05	0.028	2.6E-05	0.704
2	321.833	1.0887	1007.87	1.95E-05	1.81E-05	0.0279	2.57E-05	0.704
3	319.708	1.0958	1007.79	1.94E-05	1.79E-05	0.0278	2.54E-05	0.704
4	314.625	1.1127	1007.59	1.92E-05	1.74E-05	0.0274	2.47E-05	0.705
5	328.958	1.065	1008.16	1.98E-05	1.88E-05	0.0284	2.68E-05	0.703
6	327.417	1.0702	1008.1	1.98E-05	1.86E-05	0.0283	2.66E-05	0.703
7	325	1.0782	1008	1.96E-05	1.84E-05	0.0282	2.62E-05	0.704
8	321.75	1.089	1007.87	1.95E-05	1.81E-05	0.0279	2.57E-05	0.704
9	333.542	1.0498	1008.34	2E-05	1.93E-05	0.0288	2.75E-05	0.702
10	332.75	1.0524	1008.31	2E-05	1.92E-05	0.0287	2.73E-05	0.702
11	331.958	1.055	1008.28	2E-05	1.91E-05	0.0287	2.72E-05	0.703
12	330.625	1.0595	1008.23	1.99E-05	1.9E-05	0.0286	2.7E-05	0.703

TABEL PROPERTIES CG - AMB								
No	Tf (K)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	Cp (J/kg.K)	$\mu$ (N.s/m <sup>2</sup> )	$\nu$ (m <sup>2</sup> /s)	$k$ (W/m.K)	$\alpha$ (m <sup>2</sup> /s)	Pr
1	311.125	1.1244	1007.45	1.9E-05	1.7E-05	0.0271	2.41E-05	0.705
2	310.292	1.1271	1007.41	1.89E-05	1.69E-05	0.0271	2.4E-05	0.706
3	309.5	1.1298	1007.38	1.89E-05	1.68E-05	0.027	2.39E-05	0.706
4	307.375	1.1369	1007.3	1.88E-05	1.66E-05	0.0268	2.36E-05	0.706
5	314.333	1.1137	1007.57	1.91E-05	1.73E-05	0.0274	2.46E-05	0.705
6	313.625	1.1161	1007.55	1.91E-05	1.73E-05	0.0273	2.45E-05	0.705
7	311.708	1.1224	1007.47	1.9E-05	1.71E-05	0.0272	2.42E-05	0.705
8	308.875	1.1319	1007.36	1.89E-05	1.68E-05	0.027	2.38E-05	0.706
9	316.583	1.1062	1007.66	1.92E-05	1.76E-05	0.0275	2.5E-05	0.705
10	316.125	1.1077	1007.65	1.92E-05	1.75E-05	0.0275	2.49E-05	0.705
11	315.833	1.1087	1007.63	1.92E-05	1.75E-05	0.0275	2.48E-05	0.705
12	315.292	1.1105	1007.61	1.92E-05	1.74E-05	0.0274	2.48E-05	0.705

TABEL PROPERTIES ABS-FLUIDA								
No	Tf (K)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	Cp (J/kg.K)	$\mu$ (N.s/m <sup>2</sup> )	$\nu$ (m <sup>2</sup> /s)	$k$ (W/m.K)	$\alpha$ (m <sup>2</sup> /s)	Pr
1	313.25	1.1173	1007.53	1.91E-05	1.72E-05	0.0273	2.45E-05	0.705
2	311.625	1.1227	1007.47	1.9E-05	1.71E-05	0.0272	2.42E-05	0.705
3	310.25	1.1273	1007.41	1.89E-05	1.69E-05	0.0271	2.4E-05	0.706
4	308.25	1.1339	1007.33	1.88E-05	1.67E-05	0.0269	2.37E-05	0.706
5	314	1.1148	1007.56	1.91E-05	1.73E-05	0.0273	2.46E-05	0.705
6	312.75	1.119	1007.51	1.91E-05	1.72E-05	0.0272	2.44E-05	0.705
7	311.375	1.1235	1007.46	1.9E-05	1.7E-05	0.0271	2.42E-05	0.705
8	309.25	1.1306	1007.37	1.89E-05	1.68E-05	0.027	2.39E-05	0.706
9	318.875	1.0986	1007.76	1.94E-05	1.78E-05	0.0277	2.53E-05	0.704
10	314.375	1.1136	1007.58	1.91E-05	1.73E-05	0.0274	2.46E-05	0.705
11	313.5	1.1165	1007.54	1.91E-05	1.72E-05	0.0273	2.45E-05	0.705
12	311	1.1248	1007.44	1.9E-05	1.7E-05	0.0271	2.41E-05	0.705

Parameter	Nilai	Satuan	Parameter	Nilai	Satuan	Parameter	Nilai
t fin		3 mm	t fin		σ		5.7E-08
A absorber	0.08631	m	A duct	1275	mm <sup>2</sup>	F 1-3	0.82635
A absorber	0.15536	m <sup>2</sup>	A fin	300	mm <sup>2</sup>	F 12-3	0.51382
L cg		0.9 m	A obs	389.5	mm <sup>2</sup>	F 1-4	0.82635
A cg	0.027	m <sup>2</sup>	Af total	0.01552	m <sup>2</sup>	F 12-4	3.9625
Tebal styro	0.03	m	Af	0.00097	m <sup>2</sup>	t cg	0.85
Tebal triplek	0.005	m	4 Ac	2342	mm <sup>2</sup>	α abs	0.8
A isolasi	0.027	m <sup>2</sup>	P	299.046	mm	ε cg	0.8
g	9.81	m/s <sup>2</sup>	Dh	0.00783	m <sup>2</sup>	ε abs	0.9

## LAMPIRAN



Gambar 3.1 (c) posisi penempatan *pressure tap*

## **BAB V**

### **KESIMPULAN DAN SARAN**

#### **5.1 Kesimpulan**

Dari penelitian kolektor surya *v corrugated absorber plate* dengan penambahan *obstacle* dan *fin* setengah silinder dapat disimpulkan yakni :

1. Berdasarkan hasil simulasi numerik, *fin* setengah silinder dengan diameter 6 mm dan jarak terhadap *obstacle* sebesar 0.5L adalah *fin* paling optimum dengan beda temperatur 8.809 Kelvin dan penurunan tekanan sebesar 357.046 Pascal
2. Berdasarkan hasil eksperimen,  $Q_{use}$  paling tinggi dihasilkan pada laju aliran massa sebesar 0.006 kg/s dengan intensitas radiasi 719 Watt/m<sup>2</sup> yakni 93.048 Watt
3. Kenaikan temperatur paling besar yakni 26.8 Kelvin pada laju aliran massa 0.002 kg/s dengan intensitas 719 Watt/m<sup>2</sup>
4. Efisiensi paling ditinggi yakni 0.868 pada laju aliran massa 0.006 kg/s dengan intensitas radiasi sebesar 431 Watt/m<sup>2</sup> dan penurunan tekanan sebesar 29 Pascal
5. Penurunan tekanan paling besar saat *reynolds number* 3202 yakni 54 Pascal dan menghasilkan koefisien friksi aliran sebesar 0.028

#### **5.2 Saran**

Beberapa hal yang ingin penulis sampaikan guna kesempurnaan penelitian ini antara lain:

1. Penggunaan *blower* sebaiknya jenis *blower* hisap agar aliran udara lebih stabil
2. Studi lebih lanjut sebaiknya lebih memperhitungkan efek penurunan tekanan pada saluran fluida kerja, karakteristik dan perilaku lampu halogen sebagai pengganti radiasi matahari (*artificial sun*)
3. Kinerja kolektor surya dapat ditingkatkan dengan mengurangi kalor yang hilang. Beberapa cara yang dapat dilakukan yakni mempelajari karakteristik pengaruh penggunaan kaca biasa

dan *tempered glass*, pengaruh lebar celah antara plat penyerap dan kaca penutup ( area konveksi bebas) serta jarak lampu halogen terhadap kaca penutup.

## DAFTAR PUSTAKA

- [1] Sudirman Said. 2014. *Outlook Energi Indonesia*. Indonesia. ESDM.
- [2] Duffie, J.A. and W.A. Beckman. 1991. *Solar Engineering of Thermal Processes*. Second Edition. New York. John Willey and Sons Inc.
- [3] Incropera, Frank.P., David P. Dewitt, Theodore L. Bergman, Adrienne S. Lavine. 2011. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. Seventh Edition. New York. John Wiley and Sons Inc.
- [4] A.A. El-Sebaei, Aboul Enein, M.R.I. Ramadan, S.M. Shalaby, B.M. Moharram. 2005. *Investigation of thermal performance of double pass flat and v corrugated plate solar air heaters*. Egypt: University of Tanta.
- [5] Arieffani, Febry. 2010. Studi Simulasi Numerik dan Eksperimental Unjuk Kerja Kolektor Surya *V-Groove Obstacle* dengan Penambahan *Obstacle* berbentuk Segitiga yang Disusun Sejajar. Tugas Akhir. Tidak dipublikasikan. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- [6] Tuakia, Firman. 2008. Dasar-dasar CFD Menggunakan FLUENT. Penerbit Informatika. Bandung.
- [7] Iqlima, Mirza. 2012. Studi Eksperimental dan Analisa Medan Kecepatan pada Performansi Kolektor Surya *V-Corrugated Absorber* dengan Penambahan *Obstacle* Berbentuk Paruh dengan Variasi Sudut Paruh. Tugas Akhir. Tidak dipublikasikan. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- [8] Sahiti N., Lemouedda A., Stojkovic D., Durst F., Franz E. 2005. *Performance comparison of pin fin in duct flow arrays with various pin cross sections*. Germany. Georg Simon Ohm University of Applied Sciences.
- [9] Handoyo, Ekadewi A. 2014. Peningkatan Kinerja Kolektor Surya Tipe *V-Corrugated Absorber Plate*



Menggunakan *Obstacle* yang Ditekuk Secara Vertikal. Tugas Akhir. Tidak dipublikasikan. Surabaya : Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

- [10] Randall, K. R., B.A. Meyer, M.M. El-Wakil, and J.W. Mitchell. 1978. *Interferometric Investigations of Convection in Slat, Flat Plate, and Vee-Corrugated Solar Collectors*. U.S.A. University of Wisconsin-Madison.

## BIODATA PENULIS



Fajar Sri Lestari Pangukir atau akrab disapa Tari lahir di Sidoarjo tanggal 27 April 1994. Anak pertama dari tiga bersaudara, putri Bapak Susilo dan Ibu Sri Mukhodim Faridah Hanum. Penulis telah menempuh pendidikan formal di SDN Panjuran 1 tahun 2000-2006, SMPN 1 Taman 2006-2009, SMAN 1 Sidoarjo 2009-2012, dan S1 Teknik Mesin FTI ITS 2012-2016. Penulis diterima di jurusan Teknik Mesin melalui jalur SNMPTN Tulis dengan nomer registrasi 2112100064

kemudian mengikuti kegiatan POROS 2012 dan mendapatkan gelar M55. Selama perkuliahan, penulis aktif dalam kegiatan organisasi yakni sebagai Ketua BSO Keputrian Ash Shaff 2014/2015, Ketua Divisi Mading DIMENSI 2014/2015, serta menjadi Koordinator Kestari pada *Mechanical City* 2015. Selain kegiatan organisasi, penulis pernah menjadi asisten praktikum Laboratorium Termodinamika dan Perpindahan Panas sejak semester genap 2014 hingga 2016. Penulis dapat dihubungi melalui email [fajarsrilestari@pangukir@gmail.com](mailto:fajarsrilestari@pangukir@gmail.com).

*(Halaman sengaja dikosongkan)*