



TUGAS AKHIR (KONVERSI ENERGI) - TM141585

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

CLARISSA SUROSO
NRP. 2112100013

Dosen Pembimbing
Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng

JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2016



FINAL PROJECT (ENERGY CONVERSION) - TM141585

**NUMERICAL AND EXPERIMENTAL STUDY THE
EFFECT OF PRISMATIC TRIANGLE FIN ADDITION
PERPENDICULAR TO THE FLOW UNDER V-
CORRUGATED ABSORBER PLATE TO SOLAR AIR
HEATER EFFICIENCY**

CLARISSA SUROSO
NRP. 2112100013

Advisory Lecturer
Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, 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 PRISMA
SEGITIGA 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 :

CLARISSA SUROSO

NRP. 2112 100 013

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 PRISMA SEGITIGA TEGAK LURUS
ALIRAN YANG DIPASANG PADA BAGIAN BAWAH
PLAT *ABSORBER* BERBENTUK V TERHADAP
EFISIENSI KOLEKTOR SURYA PEMANAS UDARA**

Nama Mahasiswa : Clarissa Suroso
NRP : 2112100013
Jurusan : Teknik Mesin, FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Prof.Dr.Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng

Abstrak

Seiring dengan perekonomian Negara Indonesia yang terus berkembang, dapat dipastikan bahwa kebutuhan energi nasional hingga puluhan tahun ke depan juga terus meningkat. Kebutuhan energi yang paling besar berasal dari sektor industri, dimana batubara dan gas paling banyak digunakan sebagai bahan bakar dari proses produksi. Jika tidak ada cadangan bahan bakar lain, ketersediaan sumber energi fosil akan habis dalam beberapa tahun lagi. Hal ini menjadi salah satu alasan mengapa energi alternatif harus terus dikembangkan. Salah satu contoh energi alternatif yang mudah didapatkan di Indonesia adalah energi surya. Energi surya dapat diaplikasikan dalam *solar air collector* sebagai penerang diberbagai industri. Dengan memanfaatkan energi surya yang berupa radiasi untuk diserap plat *absorber*, *solar air collector* memindahkan panas secara konveksi ke fluida kerja yang melaluinya.

Untuk meningkatkan efisiensi thermal *solar air collector*, dilakukan modifikasi berupa memperluas bidang penyerapan menggunakan *v-corrugated absorber* dan meningkatkan koefisien perpindahan panas konveksi dengan menciptakan turbulensi pada area perpindahan panas. Turbulensi aliran dapat dicapai dengan

memberikan gangguan berupa *obstacle* segitiga tegak yang ditekuk 30° dan *fin* berupa prisma segitiga tegak terhadap arah aliran pada saluran fluida kerja dibawah plat penyerap panas. Pada penelitian ini, dilakukan secara simulasi numerik dan eksperimen. Simulasi numerik bertujuan untuk mengetahui ketinggian dan jarak *fin* yang optimum menggunakan software FLUENT 6.3.26. dengan variasi ketinggian sebesar 3mm;4mm;5mm dan jarak *fin* terhadap *obstacle* sebesar 0,25ℓ; 0,50ℓ;0,75ℓ. Dari hasil simulasi numerik, *fin* paling optimum dilihat berdasarkan rasio ΔP per ΔT yang paling kecil yaitu *fin* dengan ketinggian 3mm dan jarak 0,50ℓ. *Fin* tersebut diuji secara eksperimen di Laboratorium Perpindahan Panas dan Massa menggunakan lampu halogen sebagai *pengganti sinar matahari* dengan variasi laju aliran massa sebesar 0,002 kg/s; 0,004 kg/s; 0,006 kg/s; 0,008 kg/s dan variasi intensitas radiasi sebesar 431 Watt/m²; 575 Watt/m²; 719 Watt/m².

Hasil yang didapatkan pada penelitian ini adalah besarnya energi berguna yang diserap oleh fluida kerja berbanding lurus dengan peningkatan laju aliran massa dan intensitas radiasi. Sedangkan besarnya efisiensi dari kolektor surya yang diuji berbanding lurus dengan peningkatan laju aliran massa namun berbanding terbalik dengan intensitas radiasi. *Qusefull* paling tinggi dicapai pada laju aliran massa 0,008 kg/s dengan intensitas radiasi 719 Watt/m² yakni 72,67 Watt dan efisiensi tertinggi sebesar 91,77% dicapai pada laju aliran massa 0,008 kg/s dengan intensitas radiasi sebesar 431 Watt/m².

Kata kunci: *Solar air collector, fin, plat absorber, obstacle, Qusefull, efisiensi, laju aliran massa, intensitas radiasi*

NUMERICAL AND EXPERIMENTAL STUDY THE EFFECT OF PRISMATIC TRIANGLE FIN ADDITION PERPENDICULAR TO THE FLOW UNDER V-CORRUGATED ABSORBER PLATE TO SOLAR AIR HEATER EFFICIENCY

Student Name : Clarissa Suroso
NRP : 2112100013
Major : Mechanical Engineering, FTI-ITS
Advisory Lecturer : Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichسانی, M.Eng

Abstract

With the growing economy of Indonesia, it can be sure that the needs of national energy will be increasing for the years forward. The largest energy need comes from industrial sector, where coal and gas is used in a large amount as the fuel of production process. If there isn't another renewable energy, fossil energy will be run out in a few years. That is why alternative energy must be developed. One of the easiest alternative energy to get in Indonesia is solar energy. Solar energy can be applied to solar air heater as dryer in many industries. With using the radiation of solar energy to be absorber by absorber plate, solar air heater transfers heat in convection to the fluid under the absorber plate.

To increase the thermal efficiency of solar air heater, modification is needed by making the absorption area wider using v-corrugated absorber and to increase convection coefficient by creating turbulence in the heat transfer area. Turbulence of flow can be achieved by providing the 30° bill shaped obstacle and prismatic triangle fin perpendicular to the flow to the fluid under absorber plate. This study has been done by doing numerical simulation and experiment. Numerical

simulation is done to find out the optimum height and spacing of fin using FLUENT 6.3.26. with varying the height of 3mm;4mm;5mm and fin spacing to the obstacle are 0,25ℓ; 0,50ℓ;0,75ℓ. The result of numerical simulation, optimum fin is determined by the smallest ratio of $\Delta P/\Delta T$ that is achieved by 3mm height and 0,50ℓ spaced fin. The optimum fin is tested experimentally in Heat and Mass Transfer Laboratory using halogen lamp as artificial sun with mass flow rate variations are 0,002 kg/s; 0,004 kg/s; 0,006 kg/s; 0,008 kg/s and radiation intensities are 431 Watt/m²; 575 Watt/m²; 719 Watt/m².

Based on the experiment obtained the addition of fin tends to increase the thermal efficiency of solar air heater. The usefull energy that is absorbed by fluid propotional with the increasing of mass flow rate and radiation intensity. Meanwhile the solar air heater efficiency propotional with the increasing of mass flow rate, but inversely propotional with the increasing of radiation intensity. The highest Qusefull achieved at 0,008 kg/s mass flow rate with 719 Watt/m² radiation intensity is 72,67 Watt and the highest efficiency is 91,77% achieved at 0,008 kg/s mass flow rate with 431 Watt/m² radiation intensity.

Keywords: Solar air heater, fin, absorber plate, obstacle, Qusefull, efficiency, mass flow rate, radiation intensity

KATA PENGANTAR

Puji syukur dianturkan kehadiran Allah SWT, hanya karena izin dan petunjuk-Nya penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir dengan judul Studi Simulasi Numerik Dan Eksperimental Pengaruh Penambahan *Fin* Berbentuk Prisma Segitiga Tegak Lurus Aliran Yang Dipasang Pada Bagian Bawah Plat *Absorber* Berbentuk V Terhadap Efisiensi Kolektor Surya Pemanas Udara. Tugas Akhir ini disusun untuk memenuhi persyaratan kelulusan pendidikan Sarjana S-1 di Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Penyusunan Tugas Akhir ini dapat terlaksana dengan baik atas bantuan dan kerjasama dari berbagai pihak. Pada kesempatan ini penulis ingin mengucapkan terima kasih kepada:

1. Bapak Suroso dan Ibu Rusmini tersayang, yang selalu memberi motivasi kepada penulis agar segera menyelesaikan kuliahnya serta selalu memudahkan penulis dalam menjalani perkuliahan dengan doa yang selalu dipanjatkan kepada Allah tanpa henti.
2. Kakak-kakak penulis yaitu, Mas Gatut, Mbak Cicit, Kak Yon, Mbak Sawung, dan Mbak Tep yang selalu memberi dukungan dan semangat agar segera menyelesaikan skripsi.
3. Bapak Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng, selaku dosen pembimbing yang selalu memberikan bimbingan dan arahan dalam penulisan Tugas Akhir ini.
4. Bapak Wawan Aries, Bapak Ary Bachtiar, dan Bapak Bambang Sudarmanta selaku dosen penguji yang telah memberikan saran dan kritik kepada penulis.
5. Mas Najihun Ghulam Halim yang selalu memberikan semangat dan bantuan secara akademik maupun non-akademik kepada penulis selama perkuliahan, serta selalu mengajak penulis jalan-jalan dikala jenuh.
6. Sisi, selaku teman setia penulis yang merupakan sahabat berbagi di kala senang maupun sedih.

7. Istindut, Puput, Yunita, dan Nia, sahabat yang selalu memberikan warna dan semangat dalam menjalani perkuliahan dan pengerjaan Tugas Akhir.
8. Mbak Sri dan Fifi, partner *Skripsweet* yang telah banyak membantu dan menggopohi dalam pengerjaan Tugas Akhir, terima kasih banyak atas kerja samanya.
9. Teman-teman, kakak-kakak, dan adek-adek Mesin Music Club yang telah menjadi penghibur setiap hari selama perkuliahan.
10. Teman-teman Lab Perpan yang selalu memberikan bantuan kepada tim penulis dalam pengerjaan Tugas Akhir dan menjadi panutan yang baik dalam penyelesaian Tugas Akhir. Serta Peleh, Rambo, dan Jo yang telah banyak membantu tim penulis dalam pemodelan software.
11. Angkatan M-55 yang sangat penulis cintai, terima kasih atas semua kebersamaan, kebahagiaan, cerita, perjalanan, dan pengalaman yang telah dibagi bersama penulis semasa perkuliahan.
12. Dan kepada semua pihak yang tidak dapat penulis sebutkan satu-persatu yang sangat membantu dalam penyelesaian Tugas Akhir maupun selama perkuliahan, terima kasih banyak.

Dengan segala keterbatasan kemampuan serta pengetahuan penulis, tidak menutup kemungkinan Tugas Akhir ini jauh dari sempurna. Oleh karena itu, penulis bersedia menerima kritik dan saran dari berbagai pihak untuk penyempurnaan lebih lanjut.

Semoga hasil penulisan Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi semua pihak.

Surabaya, Agustus 2016

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	
LEMBAR PENGESAHAN.....	i
ABSTRAK.....	iii
ABSTRACT.....	v
KATA PENGANTAR.....	vii
DAFTAR ISI.....	ix
DAFTAR GAMBAR.....	xiii
DAFTAR TABEL.....	xv
BAB I. PENDAHULUAN	
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Perumusan Masalah.....	2
1.3 Batasan Masalah.....	3
1.4 Tujuan Penelitian.....	4
1.5 Manfaat Penelitian.....	4
BAB II. TINJAUAN PUSTAKA	
2.1 Dasar Teori.....	5
2.1.1 Prinsip Kerja Sistem Kolektor Surya.....	5
2.1.2 Dasar Teori Perpindahan Panas.....	6
2.1.2.1 Perpindahan Panas Konduksi.....	6
2.1.2.2 Perpindahan Panas Konveksi.....	7
2.1.2.3 Perpindahan Panas Radiasi.....	7
2.1.3 Konsep Tahanan Thermal pada Kolektor Surya.....	8
2.1.4 Analisa Perpindahan Panas pada Kolektor Surya Pemanas Udara.....	9
2.1.4.1 Koefisien perpindahan panas konveksi antara kaca penutup dengan udara luar (h_w).....	9
2.1.4.2 Koefisien perpindahan panas konveksi antara plat absorber dengan kaca penutup ($h_{conv, cg-abs}$).....	10

2.1.4.3 Koefisien perpindahan panas konveksi antara plat absorber dengan fluida ($h_{\text{conv,abs-fluida}}$).....	12
2.1.4.4 Koefisien perpindahan panas radiasi penutup-udara luar ($h_{\text{rad,cg-amb}}$).....	14
2.1.4.5 Koefisien perpindahan panas radiasi antara kaca penutup dengan plat absorber ($h_{\text{rad,cg-abs}}$).....	15
2.1.4.6 Koefisien perpindahan panas radiasi antara plat absorber dengan fin ($h_{\text{rad,abs-fin}}$).....	16
2.1.4.7 Faktor Efisiensi Kolektor (F').....	17
2.1.5 Analisa Perpindahan Panas di Bagian Atas Kolektor Surya (U_T).....	17
2.1.6 Analisa Perpindahan di Bagian Bawah Kolektor surya (U_B).....	18
2.1.7 Koefisien Perpindahan Panas Total (U_L).....	19
2.1.8 Faktor Pelepasan Panas (F_R).....	19
2.1.9 Analisa panas yang berguna pada kolektor, Quseful (Q_u)..	19
2.1.10 Thermal Efisiensi Kolektor Surya (η).....	20
2.1.11 Fin.....	21
2.1.12 Penurunan Tekanan Pada Kolektor Surya.....	24
2.2 Penelitian Terdahulu.....	25
2.2.1 Multi-objective Optimization of Solar Air Heater with Obstacles Absorber Plate.....	25
2.2.2 Peningkatan Kinerja Kolektor Surya Tipe V-corrugated Absorber Plate Menggunakan Obstacle yang Ditekuk Secara Vertikal.....	27
BAB III. METODE PENELITIAN	
3.1 Penelitian Numerik.....	29
3.1.1 Simulasi numerik menggunakan GAMBIT 2.4.6 dan FLUENT 6.3.26.....	29
3.1.2 Pra-Design Pemilihan Fin.....	33
3.1.2.1 Ukuran dan Jarak antar Fin.....	33
3.2 Perancangan Eksperimen.....	34
3.2.1 Variasi Kecepatan.....	34

3.2.2 Variasi Intensitas Cahaya.....	35
3.3 Gambaran Sistem Kerja.....	35
3.4 Parameter yang Diukur dan Peralatan Penelitian.....	37
3.5 Tahap-Tahap Penelitian.....	40
3.6 Flowchart.....	42
3.6.1 Flowchart Penelitian.....	42
3.6.2 Flowchart Pengambilan Data.....	43
3.6.3 Flowchart Perhitungan.....	44
3.7 Grafik Pengolahan Data.....	46
BAB IV. ANALISA DAN PEMBAHASAN	
4.1 Simulasi Numerik.....	47
4.1.1 Grid Independency.....	47
4.1.2 Hasil Simulasi.....	49
4.2 Eksperimen.....	53
4.2.1 Data Dimensi Kolektor Surya.....	53
4.2.2 Perhitungan.....	54
4.3 Pembahasan Grafik.....	61
4.3.1 Analisa Energi Berguna Terhadap Variasi Intensitas Radiasi dan Laju Aliran Massa.....	61
4.3.2 Analisa Effisiensi Terhadap Variasi Intensitas Radiasi dan Laju Aliran Massa.....	64
4.3.3 Analisa Koefisien Perpindahan Panas Terhadap Laju Aliran Massa.....	65
4.3.4 Analisa Penurunan Tekanan Terhadap Laju Aliran Massa.....	66
BAB V. KESIMPULAN DAN SARAN	
5.1 Kesimpulan.....	69
5.2 Saran.....	70
DAFTAR PUSTAKA.....	71
LAMPIRAN	
BIODATA PENULIS	

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1 Proyeksi kebutuhan energi <i>final</i> per jenis.....	1
Gambar 2.1 Skema V-corrugated solar collector dengan obstacle dan fin.....	5
Gambar 2.2 Sema tahanan thermal V-corrugated solar collector.....	9
Gambar 2.3 Skema <i>absorber</i> bentuk-V dan kaca penutup.....	11
Gambar 2.4 Tahanan thermal pada isolator bagian bawah.....	18
Gambar 2.5 Permukaan dengan <i>fin</i> (Incropera, 142).....	21
Gambar 2.6 Efisiensi <i>fin</i> berdasarkan bentuknya (Incropera, 152).....	21
Gambar 2.7 Efisiensi pada <i>fin</i> berbentuk persegi, segitiga, dan parabola (Incropera, 166).....	22
Gambar 2.8 Tahanan thermal pada <i>fin</i> (Incropera, 171).....	23
Gambar 2.9 Model skematik <i>solar air heater</i> dan desain variable.....	25
Gambar 2.10 Studi parameter terhadap Nusselt number dan friction factor.....	26
Gambar 2.11 Efisiensi kolektor surya fungsi sudut tekuk obstacle.....	27
Gambar 2.12 Rasio penurunan tekanan terhadap penurunan efisiensi.....	28
Gambar 3.1 Dimensi kolektor surya pemanas udara.....	30
Gambar 3.2 Meshing kolektor surya dengan tipe TGrid pada GAMBIT.....	30
Gambar 3.3 Boundary conditions pada kolektor surya.....	31
Gambar 3.4 Dimensi fin prisma segitiga tegak.....	33
Gambar 3.5 Skema peralatan V-corrugated solar air collector.....	35
Gambar 3.6 Instalasi V-corrugated solar air collector.....	36
Gambar 3.7 Posisi Thermal Sensor (pandangan samping).....	37
Gambar 3.8 Posisi Thermal Sensor (pandangan depan).....	37

Gambar 3.9 Posisi penempatan Pressure Tap.....	38
Gambar 3.10 Peralatan yang Digunakan.....	40
Gambar 3.11 Flowchart Penelitian.....	42
Gambar 3.12 Flowchart Pengambilan Data.....	43
Gambar 3.13 Flowchart Perhitungan.....	44
Gambar 4.1 Rancangan meshing untuk uji grid independency.....	48
Gambar 4.2 Grafik <i>Velocity Error</i>	49
Gambar 4.3 Vektor kecepatan pada simulasi fin dengan ketebalan 3mm dan jarak terhadap obstacle 0,50l	52
Gambar 4.4 Grafik perbandingan Qusefull thermo terhadap laju aliran massa.....	61
Gambar 4.5 Grafik perbandingan Qusefull energi surya terhadap laju aliran massa.....	61
Gambar 4.6 Grafik perbandingan Tplat absorber terhadap laju aliran massa.....	63
Gambar 4.7 Grafik perbandingan Effisiensi terhadap laju aliran massa.....	64
Gambar 4.8 Grafik perbandingan U_L terhadap laju aliran massa.....	65
Gambar 4.9 Grafik perbandingan Koefisien friksi terhadap Reynolds Number.....	67

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Nilai konstanta untuk persamaan enclosures.....	11
Tabel 3.1 Parameter-parameter pada Fluent 6.3.26.	32
Tabel 3.2 Variasi ketinggian permukaan segitiga dan jarak fin.....	34
Tabel 3.3 Pengambilan Data Eksperimen.....	41
Tabel 3.4 Desain Eksperimen.....	41
Tabel 4.1 Jumlah <i>cell</i> , <i>face</i> , dan <i>node</i> dari enam <i>mesh</i> yang diuji.....	48
Tabel 4.2 Hasil perhitungan setelah dilakukan <i>running</i>	49
Tabel 4.3 Perbedaan temperature dan tekanan hasil simulasi pada semua variasi fin.....	50

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR LAMPIRAN

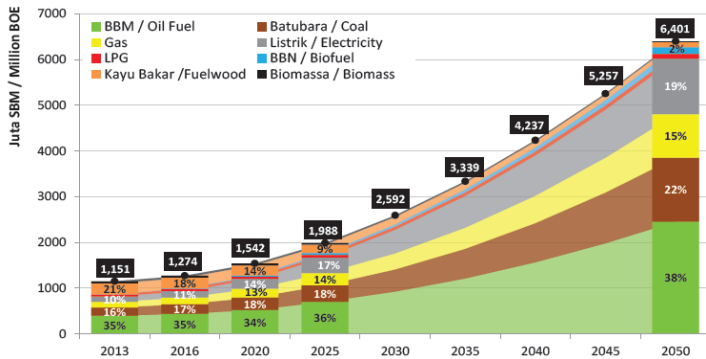
- Lampiran 1. Hasil simulasi numeric pada variasi ketinggian f_{in} prisma segitiga
- Lampiran 2. Hasil simulasi numeric variasi f_{in}
- Lampiran 3. Data hasil percobaan
- Lampiran 4. Perhitungan data hasil percobaan
- Lampiran 5. Properties fluida kerja
- Lampiran 6. Data pendukung

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Kebutuhan energi nasional hingga tahun 2050 terus meningkat sesuai dengan perekonomian yang terus berkembang. Pada sektor industri, batubara dan gas paling banyak dimanfaatkan. Masing-masing konsumsi batubara dan gas bumi meningkat dengan laju pertumbuhan sebesar 5,7% dan 5,6% per tahun. Berdasarkan hal ini dapat dilihat bahwa ketergantungan terhadap energi fosil masih sangat tinggi. Bila diasumsikan tidak ada penemuan cadangan baru maka minyak bumi akan habis dalam 13 tahun, gas bumi 34 tahun dan batubara 72 tahun^[1].



Gambar 1.1 Proyeksi kebutuhan energi *final* per jenis

Pada sektor industri, proses pengeringan memakai sumber energi fosil yang ketersediaannya sudah semakin menipis. Oleh karena itu perlu adanya energi *alternative* untuk mengganti sumber energi fosil tersebut, salah satunya adalah energi surya. Energi surya merupakan energi yang mudah didapatkan karena Indonesia merupakan negara yang dilewati garis khatulistiwa sehingga selalu mendapatkan penyinaran sepanjang tahun. Penggunaan energi surya dapat diaplikasikan kedalam banyak hal, salah satunya bidang pengeringan dengan menggunakan kolektor surya (*air solar*

collector). Alat ini memanfaatkan energi matahari yang berupa perpindahan panas radiasi untuk kemudian diserap oleh plat penyerap panas yang kemudian ditransfer ke fluida kerja.

Permasalahan yang dihadapi kolektor surya pemanas udara adalah rendahnya koefisien perpindahan kalor konveksi antara permukaan plat penyerap dengan udara yang mengalir di sebelah atas atau bawahnya. Hal ini menyebabkan banyak peneliti berupaya untuk meningkatkan efisiensi kolektor surya pemanas udara. Pada umumnya kolektor surya pemanas udara tersusun dari rangka, cover glass, dan plat absorber berbentuk datar. Modifikasi yang dilakukan untuk meningkatkan efisiensi termal pemanas udara bertenaga matahari, diantaranya adalah meningkatkan penyerapan intensitas radiasi penyerapan dengan memperluas bidang penyerapan menggunakan *V-corrugated absorber* oleh Md Azharul Karim, dkk (2004), meningkatkan koefisien perpindahan panas konveksi dengan menciptakan turbulensi pada area perpindahan panas dengan memberi tambahan *obstacle* oleh A.Abene, dkk (2003), dan yang terakhir adalah menggabungkan plat absorber berbentuk *v-corrugated* dan diberi tambahan *obstacle* oleh Ekadewi, dkk (2014). Semua penelitian dengan menambahkan *obstacle* ini terbukti dapat meningkatkan koefisien perpindahan panas antara plat penyerap dengan udara. Pada penelitian ini, modifikasi yang dilakukan adalah berpedoman pada modifikasi yang telah dilakukan Ekadewi pada 2014 yaitu dengan menggunakan *v-corrugated* plat absorber dengan penambahan *obstacle* berbentuk paruh di sepanjang saluran dan *fin* berbentuk prisma segitiga yang dipasang pada sisi kanan dan kiri bagian bawah plat absorber.

1.2 Perumusan Masalah

Kolektor surya merupakan alat penguap yang terdiri dari beberapa komponen pendukung diantaranya kaca penutup transparan, rangka, dan plat *absorber*. Radiasi matahari menembus kaca penutup dan diteruskan ke permukaan plat *absorber*. Kemudian plat *absorber* akan mengubahnya menjadi energi panas.

Energi panas tersebut digunakan untuk menaikkan temperatur fluida kerja di dalam saluran udara sehingga temperatur keluaran fluida kerja lebih tinggi daripada temperatur masukannya. Plat *absorber* yang digunakan dalam penelitian ini terbuat dari seng yang dibentuk *V-corrugated*. Penggunaan plat *absorber* yang berbentuk *V-corrugated* ini memiliki luasan yang lebih besar jika dibandingkan dengan *absorber* plat datar pada kolektor yang sama. Pada penelitian ini digunakan *fin* untuk memberikan efek olakan tambahan pada aliran udara di dalam *absorber*. Dengan adanya *fin* diharapkan dapat meningkatkan penyerapan panas fluida kerja karena turbulensi yang dimiliki oleh fluida kerja lebih tinggi dibandingkan dengan hanya menggunakan *obstacle*.

Performansi merupakan unjuk kerja yang dapat ditunjukkan dengan efisiensi kolektor surya. Adapun permasalahan yang akan dibahas dalam penelitian ini adalah:

1. Bagaimana pengaruh penambahan *fin* berbentuk prisma segitiga terhadap laju perpindahan panas dan efisiensi kolektor surya?
2. Bagaimana pengaruh variasi dimensi dan jarak *fin* berbentuk prisma segitiga terhadap laju perpindahan panas dan efisiensi kolektor surya?
3. Bagaimana pengaruh kecepatan fluida masuk dan intensitas radiasi terhadap laju perpindahan panas dan efisiensi kolektor surya?

1.3 Batasan Masalah

Batasan dan asumsi yang digunakan dalam studi ini adalah:

1. Analisis performansi kolektor surya dilakukan pada kondisi *steady state*.
2. Aliran udara yang mengalir di dalam kolektor surya dianggap satu dimensi.
3. Penggunaan bahan untuk plat *absorber* dan *fin* adalah aluminium.
4. *Obstacle* dianggap tidak memindahkan panas.
5. *Contact resistance* pada *fin* dan plat *absorber* diabaikan.

6. Pengambilan data dilaksanakan di laboratorium dengan menggunakan lampu sebagai pengganti sinar matahari untuk mendapatkan intensitas radiasi yang konstan.
7. Variasi intensitas radiasi lampu dibawah *range* intensitas radiasi maksimal di Surabaya yakni sekitar 801 Watt/m^2 (berdasarkan PVGIS *online application*).
8. Temperature ruangan dianggap konstan, $T_{amb} = 27^\circ\text{C}$

1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan dari penelitian ini dikelompokkan menjadi dua, yaitu:

Tujuan dari simulasi numerik pada penelitian ini adalah:

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

Tujuan dari studi eksperimen pada penelitian ini adalah:

1. Menguji performansi dan efisiensi *air solar collector* dari hasil simulasi numerik yang paling optimum.
2. Mengetahui pengaruh perubahan kecepatan fluida masuk dan intensitas radiasi terhadap laju perpindahan panas dan efisiensi kolektor surya.

1.5 Manfaat Penelitian

Manfaat yang dapat diambil dari penelitian kolektor surya ini adalah:

1. Mengurangi penggunaan bahan bakar fosil dan mengoptimalkan penggunaan sumber energi alternatif dalam bidang pengeringan.
2. Memberikan solusi terhadap permasalahan krisis energi.

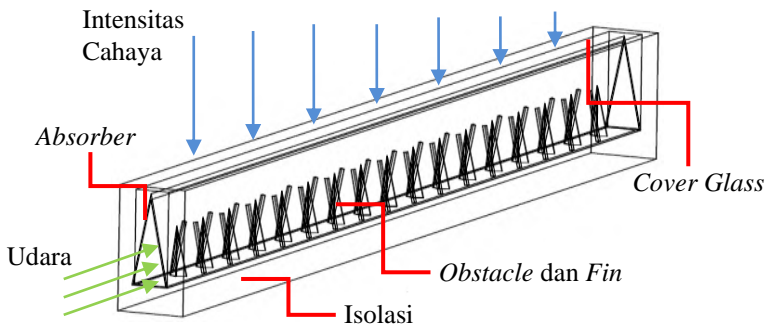
BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Dasar Teori

2.1.1 Prinsip Kerja Sistem Kolektor Surya

Kolektor Surya merupakan suatu alat penyerap energi panas matahari yang terdiri dari rangka, kaca penutup, dan *plat absorber*. Tujuan dari kolektor surya adalah menyerap panas radiasi matahari kemudian memanfaatkan panas tersebut untuk memanaskan fluida kerja yang mengalir di dalamnya. Untuk memperbesar koefisien perpindahan panas yang dihasilkan, perlu adanya penambahan gangguan di dalam saluran kolektor surya. Gangguan yang diberikan dapat berupa *obstacle* maupun *fin*. Dengan adanya *obstacle* dan *fin*, akan terjadi olakan pada fluida sehingga dapat meningkatkan temperature keluaran dari kolektor surya.

Kolektor surya yang dipakai pada penelitian ini adalah kolektor surya dengan *plat absorber* berbentuk *V-corrugated* yang terdapat *obstacle* berbentuk paruh di sepanjang saluran dan diberikan tambahan *fin* di dinding *absorber* bagian dalam. Pada umumnya, kolektor surya digunakan untuk memanaskan udara, misalnya sebagai alat pengering pada industri.



Gambar 2.1 Skema *V-corrugated solar collector* dengan *obstacle* dan *fin*

Prinsip kerja dari kolektor surya adalah sinar radiasi matahari yang menembus kaca penutup akan diteruskan menuju plat *absorber* dan diserap oleh plat *absorber*. Energi matahari yang diserap oleh plat *absorber* dipindahkan energi panasnya ke fluida yang mengalir pada *ducting* dibawah plat *absorber*. Keberadaan *obstacle* dan *fin* bertujuan untuk memperbesar olakan pada fluida sehingga temperature yang dihasilkan oleh kolektor surya semakin tinggi. Pada bagian bawah kolektor surya di lengkapi dengan plat isolasi yang berada di bawah *ducting* berfungsi sebagai isolator agar panas tidak terdistribusi keluar sistem kolektor surya.

2.1.2 Dasar Teori Perpindahan Panas

Perpindahan panas merupakan perpindahan energi yang diakibatkan oleh adanya perbedaan temperatur. Panas berpindah dari medium yang memiliki temperatur tinggi menuju temperatur rendah. Terdapat tiga macam cara perpindahan panas, yaitu perpindahan panas secara konduksi, konveksi dan radiasi.

2.1.2.1 Perpindahan Panas Konduksi

Perpindahan panas konduksi terjadi pada material solid. Konduksi disebabkan oleh adanya pergerakan aktif molekul-molekul di dalamnya sehingga molekul tersebut saling bertumbukan satu sama lain sehingga akan menyebabkan perpindahan energi ketika terjadi tumbukan. Akibatnya, molekul yang ditabrak akan memperoleh energi dari molekul yang menabraknya. Besarnya laju perpindahan panas dapat dinyatakan dalam bentuk *Heat Flux*, q'' ($\frac{Watt}{m^2}$), yaitu perpindahan panas per satuan luas, dimana arahnya tegak lurus dengan luasan dan besarnya sebanding dengan gradien temperatur. Secara umum besarnya nilai perpindahan panas dengan asumsi *steady state conditions*, distribusi temperatur pada konduksi adalah linier sehingga distribusi temperatur dapat dinyatakan:

$$q'' \text{ conduction} = \frac{q_x}{A} = \frac{k}{L} (T_1 - T_2) \dots\dots\dots (2.1)$$

dengan:

- q'' = fluks perpindahan panas konduksi (W/m^2)
- q_x = laju perpindahan panas (W)
- A = luasan perpindahan panas (m^2)
- k = konduktivitas thermal (W/mK)
- T_1 = temperatur pada titik 1 (K)
- T_2 = temperatur pada titik 2 (K)

2.1.2.2 Perpindahan Panas Konveksi

Secara umum, konveksi dapat terjadi secara paksa dan alami. Konveksi secara paksa dapat diakibatkan oleh adanya efek dari luar yang mempengaruhi terjadinya konveksi, semisal kipas angin dan blower. Sedangkan konveksi secara alami terjadi akibat pergerakan molekul yang biasa disebut dengan *buoyancy force*.

Perpindahan panas konveksi terjadi pada suatu permukaan dengan fluida yang mengalir. Gerakan olakan dari aliran fluida tersebut sangat berpengaruh terhadap perpindahan panas yang terjadi. Aliran yang berolak dapat meningkatkan perpindahan panas konveksi. Laju perpindahan panas konveksi dapat dirumuskan persamaan sebagai berikut:

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

dengan:

- q''_{conv} = fluks perpindahan panas konveksi (W/m^2)
- h = koefisien konveksi ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$)
- T_s = temperatur permukaan (K)
- T_∞ = temperatur fluida (K)

2.1.2.3 Perpindahan Panas Radiasi

Perpindahan panas radiasi adalah perpindahan energi panas yang terjadi tanpa medium perantara. Radiasi yang dipancarkan oleh permukaan berasal dari energi panas zat yang dipindahkan oleh permukaan tersebut. Besarnya laju perpindahan panas radiasi sangat dipengaruhi oleh kemampuan suatu permukaan untuk memancarkan energi (ϵ), dan temperatur. Laju perpindahan panas radiasi dapat ditunjukkan oleh persamaan sebagai berikut:

$$q''_{\text{radiation}} = \sigma \cdot \varepsilon_{\text{bahan}} \cdot (T_s^4 - T_{\text{sur}}^4) \dots \dots \dots (2.3)$$

dengan:

- q''_{rad} = fluks panas radiasi (W/m^2)
 T_s = temperatur permukaan (K)
 T_{sur} = temperatur lingkungan (K)
 σ = konstanta Stephen Boltzman ($5,67 \times 10^{-8} \text{ W}/\text{m}^2\text{K}^4$)
 $\varepsilon_{\text{bahan}}$ = emmisivitas bahan

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

$$q''_{\text{rad}} = h_r (T_s - T_{\text{sur}}) \dots \dots \dots (2.4)$$

dengan:

- h_r = koefisien perpindahan panas radiasi ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$)

Dari persamaan (2.3) dan (2.4), nilai h_r dirumuskan dengan persamaan sebagai berikut:

$$h_r = \sigma \cdot \varepsilon (T_s + T_{\text{sur}}) (T_s^4 - T_{\text{sur}}^4) \dots \dots \dots (2.5)$$

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

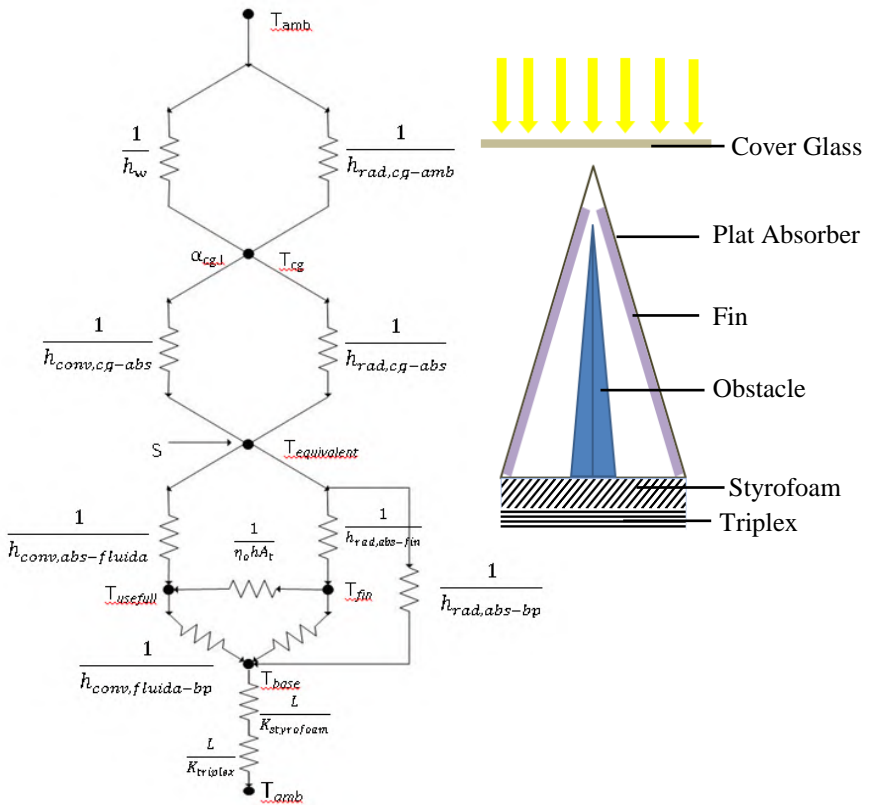
$$q''_{\text{rad}} = \frac{\sigma}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} (T_1^4 - T_2^4) \dots \dots \dots (2.6)$$

dengan:

- T_1 = temperatur permukaan (K)
 T_2 = temperatur surrounding (K)
 ε_1 = emmisivitas bahan 1
 ε_2 = emmisivitas bahan 2

2.1.3 Konsep Tahanan Thermal pada Kolektor Surya

Secara umum, konsep perpindahan panas yang terjadi pada kolektor surya dapat digambarkan dengan tahanan thermal sebagai berikut:



Gambar 2.2 Skema tahanan thermal *V-corrugated solar collector*

2.1.4 Analisa Perpindahan Panas pada Kolektor Surya Pemanas Udara

2.1.4.1 Koefisien perpindahan panas konveksi antara kaca penutup dengan udara luar (h_w)

Koefisien perpindahan panas konveksi oleh kaca penutup terhadap udara di sekitarnya (h_w), didasarkan pada angin yang berada di atas kaca penutup memakai persamaan:

$$h_w = \frac{Nu_L \cdot k}{L} \dots\dots\dots (2.7)$$

dengan:

h_w = koefisien konveksi angin (W/m^2K)

L = panjang (m)

k = koefisien konduksi (W/mK)

- a. Persamaan bilangan *Nusselt* untuk aliran *free convection* menggunakan asumsi udara sekitar dianggap diam, fluida dianggap sebagai gas ideal, dan properties udara konstan pada *inclined* dan *horizontal plate* (permukaan plat bagian atas panas dan permukaan plat bagian bawah dingin)

$$Nu_L = 0.54Ra_L^{\frac{1}{4}} \quad \dots\dots\dots (2.8)$$

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

$$Nu_L = 0.15Ra_L^{\frac{1}{3}} \quad \dots\dots\dots (2.9)$$

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

$$Ra = \frac{g\beta'\Delta TL^3}{\nu\alpha} \quad \dots\dots\dots (2.10)$$

dengan:

g = konstanta gravitasi (m/s^2)

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

ΔT = perbedaan temperatur *cover* dengan plat *absorber*

L = panjang karakteristik kaca penutup (m)

ν = viskositas kinematik (m^2/s)

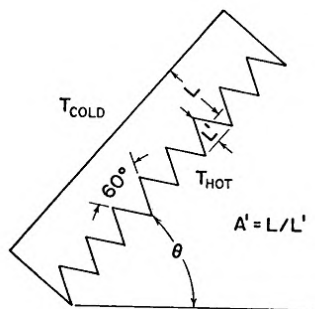
α = viskositas thermal (m^2/s)

2.1.4.2 Koefisien perpindahan panas konveksi antara plat absorber dengan kaca penutup ($h_{conv, cg-abs}$)

Perpindahan panas konveksi antara plat *absorber* dengan kaca penutup terjadi secara konveksi murni. Dikarenakan plat *absorber* berbentuk V, maka tinjauan untuk mendapatkan bilangan *Nusselt* didasarkan pada penelitian Randall, 1978 dengan memakai persamaan *enclosures* sebagai berikut:

$$Nu = \max [(C.Ra^n), 1] \quad \dots\dots\dots (2.11)$$

dengan nilai C dan n tertera pada Tabel 2.1 berikut sebagai fungsi dari sudut kemiringan gelombang (β) dan aspek perbandingan plat absorber berbentuk V (A'), yakni perbandingan antara jarak plat absorber ke kaca penutup (L) terhadap tinggi gelombang (L') seperti terlihat pada gambar di bawah ini:



Sumber: Randal, 1978, *Vee-Corrugated Enclosures*
Gambar 2.3 Skema absorber bentuk-V dan kaca penutup

Tabel 2.1 Nilai konstanta untuk persamaan *enclosures*

β (degree)	A'	C	n
0	0.75	0.060	0.41
	1	0.060	0.41
	2	0.043	0.41
45	0.75	0.075	0.36
	1	0.082	0.36
	2	0.037	0.41
60	0.75	0.162	0.30
	1	0.141	0.30
	2	0.027	0.42

Sumber: Randal, 1978, *Vee-Corrugated Enclosures*

Penelitian ini menggunakan kolektor surya dengan kemiringan sudut plat penyerap sebesar 0° , lebar efektif konveksi bebas (L) yaitu ketinggian paralel *slat arrays* ditambah dengan setengah dari ketinggian segitiga absorber, yaitu $10 \text{ mm} + (0,5 \times 85) \text{ mm} = 52,5 \text{ mm}$, dan ketinggian gelombang *v corrugated absorber plate* (L') sebesar 85 mm. Hasil perhitungan A' yaitu 0,62 maka berdasarkan Tabel 2.1 digunakan nilai C sebesar 0,06 dan n sebesar 0,41.

Adapun nilai persamaan *Rayleigh* memakai persamaan yakni:

$$Ra = \frac{g\beta'\Delta T_{cg-abs}L^3}{\nu\alpha} = \frac{g\frac{1}{T_{f,cg-abs}}\Delta T_{cg-abs}L^3}{\nu\alpha} \dots\dots\dots (2.12)$$

dengan:

- g = konstanta gravitasi (m/s²)
- β' = koefisien ekspansi volumetric (untuk gas ideal $\beta = \frac{1}{T}$)
- ΔT = perbedaan temperatur antara penutup dengan plat *absorber*
- L = panjang karakteristik kaca penutup (m)
- ν = viskositas kinematik (m²/s)
- α = viskositas thermal (m²/s)

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

$$h_{conv,cg-abs} = \frac{Nu.k}{L} \dots\dots\dots (2.13)$$

2.1.4.3 Koefisien perpindahan panas konveksi antara plat *absorber* dengan fluida ($h_{conv,abs-fluida}$)

Perpindahan panas yang terjadi antara plat *absorber* dengan fluida yang mengalir di dalam saluran merupakan konveksi secara paksa. Untuk mendapatkan bilangan *Nusselt* dengan plat *absorber* berbentuk *V-corrugated* dengan penambahan *obstacle* dan *fin*, persamaan *enclosures* yang digunakan yaitu sebagai berikut:

$$Nu = \frac{h \times D_h}{K_{fluida}} \dots\dots\dots (2.14)$$

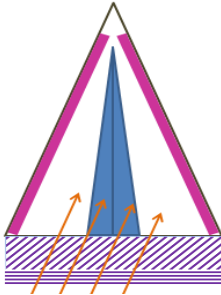
$$D_h = \frac{4 \times Ac}{P} \dots\dots\dots (2.15)$$

dengan:

- h = koefisien konveksi (W/m²K)

- K_f = konduktifitas fluida (W/mK)
 D_h = diameter hidrolik (m)
 A_c = luasan *inlet* fluida (m²)
 P = keliling *inlet* fluida (m)

Dimana D_h dapat dihitung dengan mengetahui besarnya luasan penampang yang dilalui fluida (A_c) yaitu:



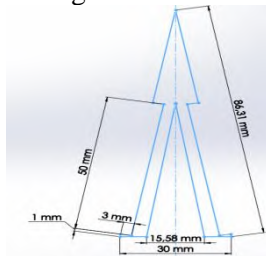
$$A_{duct} = \frac{\text{lebar duct} \times \text{tinggi duct}}{2}$$

$$A_{fin} = (\text{tinggi segitiga} \times \text{tinggi fin}) \times 2$$

$$A_{obs} = \frac{\text{lebar obstacle} \times \text{tinggi obstacle}}{2}$$

$$A_c = A_d - (A_f + A_{obs})$$

Sedangkan besarnya keliling penampang yang dilalui fluida (P) dapat dihitung berdasarkan:



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

Adapun *Reynold Number* memakai persamaan yakni:

$$Re_{D_h} = \frac{\rho \times V \times D_h}{\mu} \dots\dots\dots (2.16)$$

Untuk *force convection* pada aliran dalam saluran dikategorikan menjadi:

- Aliran *Laminer* jika $Re < 2300$, *fully developed*, dan *uniform heat flux*
 Untuk $T_s = \text{konstan}$, $Nu_D = 3,66$ (2.17)
 Untuk $q'' = \text{konstan}$, $Nu_D = 4,36$

- Aliran *Turbulent* jika $Re > 2300$, *fully developed*, *steady state condition*, udara dianggap gas ideal, dan properties udara konstan
 $Nu_D = 0.023 Re_D^{0,8} Pr^n$ (2.18)
 $n = 0,4$ for heating
 $n = 0,3$ for cooling

dengan:

- ρ = massa jenis fluida (kg/m^3)
- V = kecepatan fluida masuk (m/s)
- D_h = diameter hidrolik (m)
- μ = viskositas dinamik (ms/kg)
- Pr = Prandlt number

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

$$h_{conv,abs-fluida} = \frac{Nu \times K_{fluida}}{D_h} \dots\dots\dots (2.19)$$

2.1.4.4. Koefisien perpindahan panas radiasi penutup-udara luar ($h_{rad,cg-amb}$)

Koefisien perpindahan panas radiasi yang terjadi pada kaca penutup dengan udara sekitar dapat dihitung berdasarkan:

$$h_{rad,cg-amb} = \epsilon_{cg} \sigma \frac{(T_{cg} + T_{amb})(T_{cg}^2 + T_{amb}^2)(T_{cg} - T_{amb})}{(T_{cg} - T_{amb})} \dots\dots\dots (2.20)$$

dengan:

- ϵ_{cg} = emmisivitas *cover glass*
- σ = konstanta Boltzman ($5,667 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$)

T_{cg} = temperatur *cover glass* (K)

T_{amb} = temperatur *ambient* (K)

2.1.4.5. Koefisien perpindahan panas radiasi antara kaca penutup dengan plat absorber ($h_{rad, cg-abs}$)

Faktor geometri akan berpengaruh pada proses perpindahan panas radiasi dari plat *absorber* ke sekelilingnya. Untuk mendapatkan penyelesaian perpindahan panas radiasi pada *V-corrugated* plat *absorber* perlu memperhitungkan *view factor* yang merupakan nilai porsi atau bagian radiasi yang meninggalkan permukaan satu dan mengenai lainnya, menggunakan persamaan:

$$F_{1-2} = 1 - \sin \frac{\alpha}{2} \dots\dots\dots (2.21)$$

$$F_{12-3} = \frac{2L(F_{1-2})}{2L+2H} \dots\dots\dots (2.22)$$

dengan:

- F_{1-2} = *view factor* sisi miring bidang terhadap *cover glass*
- α = besar sudut gelombang (20°)
- L = lebar sisi miring plat *absorber* (0.086 m)
- H = ketinggian equivalent luasan dimana terjadi konveksi bebas yaitu ketinggian parallel 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 diperoleh perhitungan faktor bentuk, maka akan diperoleh koefisien perpindahan panas radiasi yang dipancarkan ke permukaan cover:

$$h_{rad, abs-cg} = \frac{\sigma(T_{abs}^2 + T_{cg}^2)(T_{abs} + T_{cg})}{\frac{1 - \epsilon_{abs}}{\epsilon_{abs}} + \frac{1}{F_{12-3}} + \frac{(1 - \epsilon_c)A_p}{A_c}} \dots\dots\dots (2.23)$$

dengan:

- ϵ_{abs} = emmisivitas plat *absorber*
- ϵ_{cg} = emmisivitas *cover glass*
- A_p = Luas efektif plat *absorber* (m^2)

Ac = Luas efektif *cover glass* (m²)

2.1.4.6. Koefisien perpindahan panas radiasi antara plat absorber dengan *fin* ($h_{rad,abs-fin}$)

Adanya intensitas panas yang diterima oleh plat *absorber* menimbulkan perpindahan panas secara radiasi antara plat *absorber*, *fin* dan plat bawah (*base*). Untuk mendapatkan penyelesaian perpindahan panas radiasi pada plat, *fin*, dan alas. Adapun untuk perhitungan *view factor* memakai persamaan:

$$F_{1-4} = 1 - \sin \frac{\alpha}{2} \dots\dots\dots (2.24)$$

$$F_{12-4} = \frac{2L(F_{1-4})}{2t_{segitiga} + W} \dots\dots\dots (2.25)$$

dengan:

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

α = besar sudut gelombang (20⁰)

F_{12-4} = *view factor* dua sisi miring gelombang terhadap *fin*

$t_{segitiga}$ = tinggi segitiga *fin* (m)

W = lebar alas (0,3 m)

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

$$h_{rad,abs-fin} = \frac{\sigma(T_{abs}^2 + T_{fin}^2)(T_{abs} + T_{fin})}{\frac{1 - \epsilon_{abs}}{\epsilon_{abs}} + \frac{1}{F_{12-4}} + \frac{(1 - \epsilon_{fin})A_p}{A_{fin}}} \dots\dots\dots (2.26)$$

dengan:

ϵ_{abs} = emmisivitas *plat absorber*

ϵ_{fin} = emmisivitas *fin*

A_p = Luas efektif *plat absorber* (m²)

A_{fin} = Luas efektif *fin* (m²)

2.1.4.7. Faktor Efisiensi Kolektor (F')

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

$$F' = \frac{1}{1 + \frac{U_L}{h_1 \frac{1}{\sin^2 \frac{\phi}{2}} + \frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_r}}} \quad \dots\dots\dots (2.27)$$

dengan:

- h_1 = koefisien konveksi plat *absorber* dengan fluida (W/m²K)
- h_r = koefisien radiasi plat *absorber* dengan plat bawah (W/m²K)
- ϕ = besar sudut gelombang plat *absorber* (20⁰)
- U_L = koefisien perpindahan panas total (W/ m²K)

2.1.5. Analisa Perpindahan Panas di Bagian Atas Kolektor Surya (U_T)

Koefisien perpindahan panas di bagian atas (U_T) dihitung dari plat *absorber* hingga udara luar di bagian atas kolektor, yakni menggunakan persamaan:

$$U_T = \frac{1}{R_{total\ upper} \times A_p} \quad \dots\dots\dots (2.28)$$

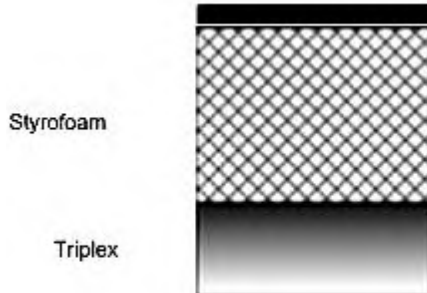
$$R_{tot,upper} = \frac{1}{h_w} + \frac{1}{h_{rad, cg-amb}} + \frac{1}{h_{conv, cg-abs}} + \frac{1}{h_{rad, cg-abs}} \quad \dots\dots\dots (2.29)$$

dengan:

- U_T = koefisien perpindahan panas di bagian atas (W/m²K)
- $R_{tot,upper}$ = total hambatan di bagian atas (m²K/W)
- A_{abs} = luasan plat penyerap (m²)
- $h_{r, cg-amb}$ = koefisien radiasi kaca penutup dan lingkungan (W/m².K)
- $h_{conv, cg-ap}$ = koefisien konveksi kaca penutup dan plat *absorber* (W/m².K)
- $h_{r, cg-ap}$ = koefisien radiasi kaca penutup dan plat *absorber* (W/m².K)

1.1.6. Analisa Perpindahan di Bagian Bawah Kolektor surya (U_B)

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



Gambar 2.4 Susunan isolator pada bagian bawah plat

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

$$U_B = \frac{1}{\left(\frac{L_1}{k_1} + \frac{L_2}{k_2} + \frac{1}{h_w}\right) \times A_{iso}} \quad \dots\dots\dots (2.30)$$

dengan:

- U_B = koefisien perpindahan panas di bagian bawah (W/m^2K)
- L_1 = tebal styrofoam (m)
- L_2 = tebal triplek (m)
- A_{iso} = luasan isolasi (m^2)
- k_1 = konduktivitas Styrofoam (W/mK)
- k_2 = konduktivitas triplek (W/mK)
- h_w = koefisien konveksi *cover glass* terhadap udara di sekitarnya (W/m^2K)

2.1.7. Koefisien Perpindahan Panas Total (U_L)

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

$$U_L = U_T + U_B \quad \dots\dots\dots (2.31)$$

dengan:

U_L = koefisien perpindahan panas total (W/m^2K)

U_T = koefisien perpindahan panas bagian atas (W/m^2K)

U_B = koefisien perpindahan panas bagian bawah (W/m^2K)

2.1.8. Faktor Pelepasan Panas (F_R)

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

$$\varphi = \frac{\dot{m}C_p}{A_p U_L F'} \quad \dots\dots\dots (2.32)$$

$$F'' = \varphi \left[1 - e^{-\frac{1}{\varphi}} \right] \quad \dots\dots\dots (2.33)$$

$$F_R = F'' \cdot F' \quad \dots\dots\dots (2.34)$$

dengan:

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

U_L = *overall heat coefficient total* ($W/m^2.K$)

F' = faktor efisiensi

A_p = luasan kolektor surya terpapar sinar matahari (m^2)

C_p = panas jenis fluida atau spesifik heat of fluid ($J/kg^{\circ}C$)

2.1.9. Analisa panas yang berguna pada kolektor, Qusefull (Q_u)

Energi berupa panas yang berguna dari kolektor surya pemanas udara dengan plat *absorber* berbentuk-V dijabarkan dalam persamaan di bawah ini:

$$Q_u = A_p \cdot F_R [S - U_L(T_{f,in} - T_{amb})] \quad \dots\dots\dots (2.35)$$

atau

$$Q_u = \dot{m} C_p [T_{f,out} - T_{f,in}] \quad \dots\dots\dots (2.36)$$

$$S = 1,01 \times \tau_{cg} \times \alpha_{abs} \times I_T \quad \dots\dots\dots (2.37)$$

dengan:

- Q_{useful} = energy berguna (Watt)
- A_p = luasan kolektor surya terpapar sinar matahari (m^2)
- S = radiasi matahari per satuan luas yang diserap (W/m^2)
- U_L = koefisien kehilangan panas total ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$)
- \dot{m} = laju aliran massa (kg/s)
- C_p = panas jenis fluida atau spesifik heat of fluid ($\text{J}/\text{kg}^\circ\text{C}$)
- $T_{f,in}$ = temperatur fluida masuk *ducting channel* (K)
- $T_{f,out}$ = temperatur fluida keluar *ducting channel* (K)
- T_{amb} = temperatur lingkungan (K)
- F_R = *collector heat removal factor*
- τ_{cg} = transmisivitas *cover glass*
- α_{abs} = absorpsivitas *plat absorber*
- I_T = Intensitas radiasi matahari (W/m^2)

2.1.10. Thermal Efisiensi Kolektor Surya (η)

Efisiensi dari kolektor surya pemanas udara dengan plat *absorber* berbentuk-V dijabarkan dalam persamaan di bawah ini:

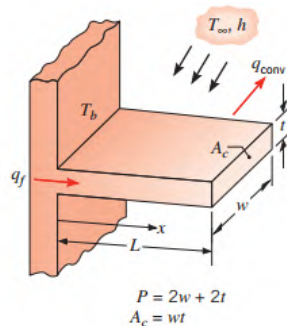
$$\eta = \frac{Q_u}{A_c \cdot I_T} \times 100\% \quad \dots\dots\dots (2.38)$$

dengan:

- η = Efisiensi kolektor surya
- Q_u = Energi berguna (Watt)
- A_p = Luasan efektif kolektor (m^2)
- I_T = Intensitas radiasi matahari (W/m^2)

2.1.11. *Fin*

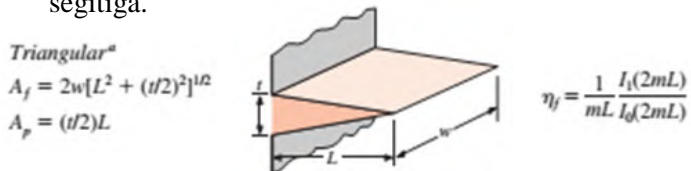
Perpindahan panas secara konveksi dipengaruhi oleh luas permukaan yang dikenai oleh fluida. Untuk memperbesar koefisien perpindahan panas yang dihasilkan perlu dilakukan modifikasi. Modifikasi dari kolektor surya pada penelitian ini adalah dengan memberi *fin* (sirip) pada dinding plat *absorber* bagian dalam sehingga luas permukaan semakin besar dan memungkinkan perpindahan panas meningkat. Permukaan dengan tambahan *fin* ditunjukkan pada Gambar 2.5



Gambar 2.5 Permukaan dengan *fin* (Incropera, 142)

a. Total Surface Area

Usaha untuk memperbesar luasan perpindahan panas dengan penambahan *fin* yang dilakukan umumnya didasarkan pada geometri *fin* yang berbeda-beda. Pada penelitian ini *fin* yang digunakan berbentuk prisma segitiga.



Gambar 2.6 Efisiensi *fin* berdasarkan bentuknya (Incropera, 152)

Berdasarkan geometri *fin* berbentuk prisma segitiga, maka luasan *fin* dapat dihitung menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$A_t = NA_f + A_b \quad \dots\dots\dots (2.39)$$

$$A_f = 2w \left[L^2 + \left(\frac{t}{2} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad \dots\dots\dots (2.40)$$

dengan:

A_t = luasan total (m^2)

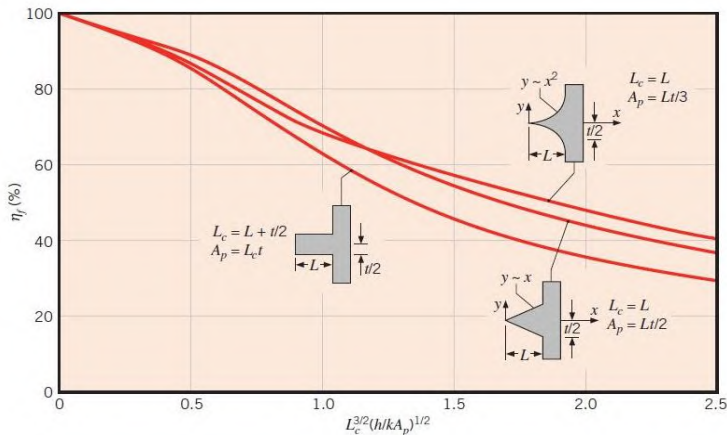
N = jumlah *fin*

A_f = luasan *fin* (m^2)

A_b = luasan permukaan tanpa *fin* (m^2)

b. Efisiensi

Effisiensi *fin* berdasarkan geometri *fin* yang berbentuk prisma segitiga dapat dihitung menggunakan grafik berikut



Gambar 2.7 Efisiensi pada *fin* berbentuk persegi, segitiga, dan parabolic (Incropera, 166)

dengan:

L_c = tinggi segitiga *fin*

A_p = Luas permukaan segitiga

h = koefisien konveksi *fin* dengan fluida

Sedangkan efisiensi η_o secara keseluruhan dapat menggunakan persamaan:

$$\eta_o = 1 - \frac{NA_f}{A_t} (1 - \eta_f) \dots\dots\dots (2.41)$$

c. Heat Transfer Rate

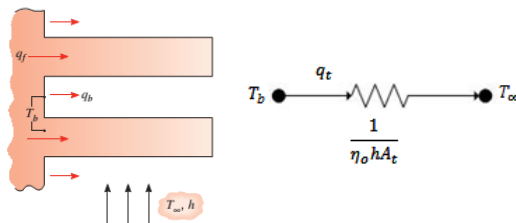
Laju perpindahan panas yang terjadi pada permukaan fin secara keseluruhan dapat dihitung menggunakan persamaan berikut:

$$q_t = hA_t \left[1 - \frac{NA_f}{A_t} (1 - \eta_f) \right] \theta_b \dots\dots\dots (2.42)$$

dengan:

- h = koefisien konveksi (W/m^2)
- N = jumlah fin yang disusun
- A_f = luasan fin (m^2)
- A_t = luasan total (m^2)
- η_f = efisiensi dari satu fin
- $\theta_b = T_b - T_\infty$ (K)

d. Thermal Resistance



Gambar 2.8 Tahanan termal pada fin (Incropera, 171)

$$R_{t,o} = \frac{\theta_b}{q_t} = \frac{1}{\eta_o h A_t} \dots\dots\dots (2.43)$$

dengan:

- h = koefisien konveksi (W/m^2)
- A_t = luasan total permukaan fin array (m^2)
- η_o = efisiensi *overall fin*

$$\begin{aligned}\theta_b &= T_b - T_\infty \text{ (K)} \\ q_t &= \text{total laju perpindahan panas pada } fin \text{ (Watt)}\end{aligned}$$

2.1.12 Penurunan Tekanan pada Kolektor Surya

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

$$\frac{P}{\rho} + \frac{V^2}{2} + gz = \text{constant} \quad \dots\dots\dots (2.44)$$

Penurunan tekanan 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 ρ , dan viskositas fluida μ).

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

$$f = \frac{\Delta P}{\frac{L}{D_h} \rho \frac{\bar{V}^2}{2}} \quad \dots\dots\dots (2.45)$$

dengan :

ΔP : Perbedaan tekanan antara *inlet* dan *outlet* (Pa)

\bar{V} : Kecepatan fluida (m/s)

f : Koefisien friksi

L : Panjang saluran (m)

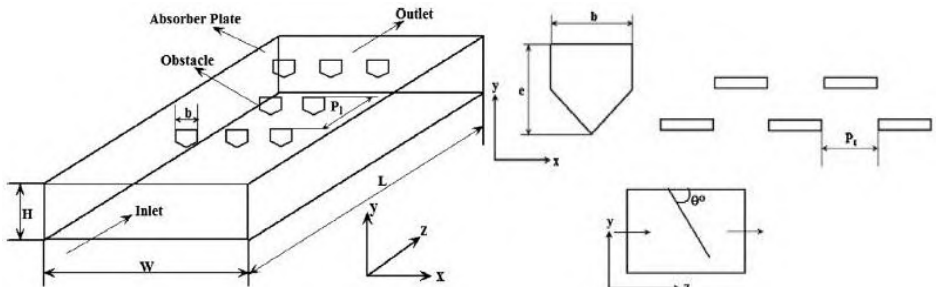
Dh : Diameter hidrolis (m)
 ρ : massa jenis fluida (kg/m^3)

2.2. Penelitian Terdahulu

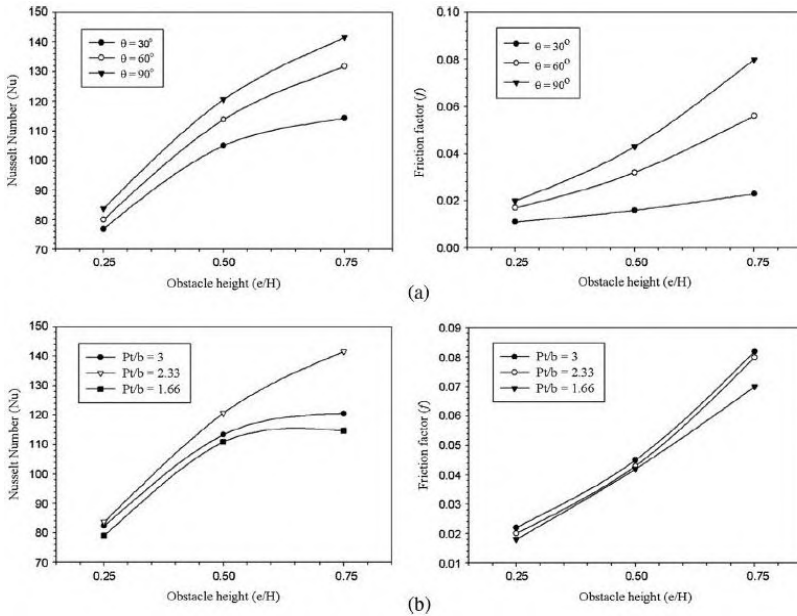
2.2.1. Kishor Kulkarni, Arshad Afzal, Kwang-Yong Kim, 2015, Multi-objective Optimization of Solar Air Heater with Obstacles Absorber Plate

Pada tahun 2015, Kishor Kulkarni, Arshad Afzal, dan Kwang-Yong Kim melakukan penelitian tentang kolektor surya dengan penambahan *obstacle* pada plat *absorber*. Dalam penelitian ini geometri *obstacle* yang paling optimum ditunjukkan dengan menggunakan *Response surface approximation (RSA)* dan *Kriging models*. Variable dari geometri *obstacle* adalah ratio tinggi *obstacle* terhadap ketinggian saluran udara, ratio jarak transversal antar *obstacle* terhadap lebar *obstacle*, dan sudut *obstacle* yang dikenai udara.

Langkah awal dari penelitian ini yaitu, melakukan pengujian efek desain variabel terhadap performa parameter yang berupa Nusselt number dan friction factor. Pemodelan terhadap *solar air heater* berikut dilakukan dengan software ANSYS CFX-14.5 untuk menganalisa secara numeric pola aliran dan perpindahan panas yang terjadi. Hasil pemodelan yang optimum akan dibandingkan dengan data eksperimen dari Bekele et al. (2013).



Gambar 2.9 Model skematik *solar air heater* berdimensi 1200 x 300 x 50 mm dan desain variable



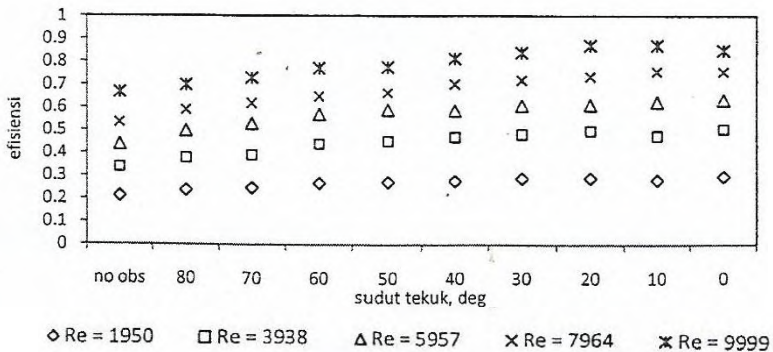
Gambar 2.10 Studi parameter (a) Efek dari *angle attack*, dan (b) efek dari jarak transversal antar *obstacle* terhadap Nusselt number dan friction factor

Gambar 2.10 merupakan grafik perbandingan Nusselt number rata-rata dengan tinggi *obstacle* untuk *angle of attack* sebesar 30° , 60° , dan 90° ; dan grafik perbandingan *friction factor* dengan tinggi *obstacle* untuk lebar *obstacle* sebesar 3; 2,33; 1,66. Berdasarkan grafik diatas Nusselt number rata-rata dan *friction factor* meningkat seiring dengan kenaikan tinggi *obstacle*. Diindikasikan bahwa *obstacle* yang tinggi menyebabkan *air flow blockage* yang besar dan penurunan tekanan yang besar, sehingga menghasilkan perpindahan panas yang tinggi. Tujuan teknik optimalisasi menggunakan numerik merupakan cara yang efisien untuk meminimalisir perhitungan dan biaya percobaan ketika mendesain *solar air heater*.

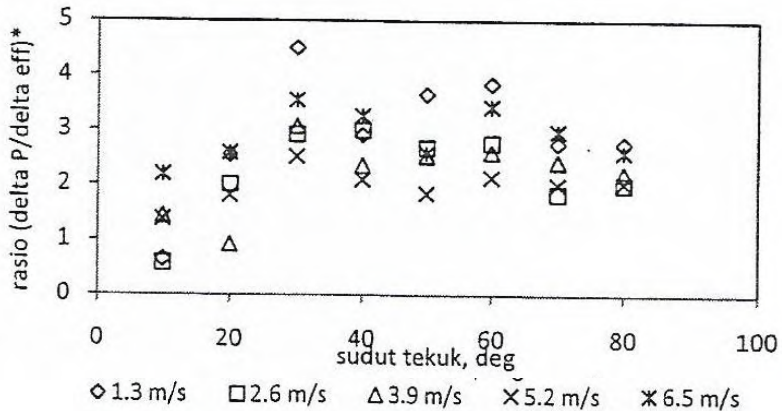
2.2.2. Ekadewi A. Handoyo, 2014, Peningkatan Kinerja Kolektor Surya Tipe *V-corrugated Absorber Plate* Menggunakan *Obstacle* yang Ditekuk Secara Vertikal

Pada tahun 2014, Ekadewi Anggraini H. melakukan pengujian pada kolektor surya pemanas udara dengan plat penyerap jenis *V-corrugated* yang diberi *obstacle* pada lantai saluran udara. Studi ini berupa simulasi numerik dan eksperimen dari kolektor surya yang bertujuan untuk mempelajari pengaruh penekukan *obstacle* dalam perpindahan kalor secara konveksi dari plat penyerap ke aliran udara di bawahnya dan penurunan tekanan yang terjadi dalam suatu kolektor surya pemanas surya.

Eksperimen dilakukan untuk aliran tanpa *obstacle* dan aliran dengan *obstacle* yang ditekuk dengan semua sudut tekuk yang berbeda mulai dari 0° (lurus, tidak ditekuk), 10° , 20° , 30° , 40° , 50° , 60° , 70° , dan 80° . Simulasi numerik dengan Gambit 2.4.6 dan Fluent 6.3.26 dilakukan untuk mendukung hasil eksperimen yaitu bahwa sudut tekuk optimal adalah 30° . Oleh karenanya, simulasi numerik dibatasi pada aliran dengan *obstacle* 0° , 10° , 20° , 30° , 40° , dan aliran tanpa *obstacle*.



Gambar 2.11. Efisiensi kolektor surya fungsi sudut tekuk *obstacle*



Gambar 2.12. Rasio penurunan tekanan terhadap penurunan efisiensi ketika *obstacle* ditekuk dibandingkan *obstacle* lurus

Dari Gambar 2.11 terlihat bahwa *obstacle* yang sedikit ditekuk memberikan efisiensi lebih tinggi. Efisiensi kolektor tidak banyak berbeda ketika *obstacle* ditekuk dengan sudut 30° , 20° , 10° , atau 0° . *Obstacle* yang lurus memberikan kenaikan temperature dan efisiensi yang tinggi, namun penurunan tekanannya juga besar. Dengan menekuk *obstacle* secara vertical, efisiensi dan penurunan tekanan menjadi berkurang.

Gambar 2.12 menunjukkan seberapa besar penurunan tekanan terhadap penurunan efisiensi jika *obstacle* tidak lurus melainkan ditekuk. Menekuk *obstacle* terhadap vertical diharapkan mengurangi sedikit efisiensi dan mengurangi banyak penurunan tekanan yang dinyatakan dalam rasio ($\Delta P/\Delta \text{Eff}$). Dengan menekuk *obstacle* diharapkan rasio ($\Delta P/\Delta \text{Eff}$) yang tinggi. Pada Gambar 2.12 rasio ($\Delta P/\Delta \text{Eff}$) tertinggi dicapai dengan sudut tekuk *obstacle* sebesar 30° . Hal ini menunjukkan bahwa menekuk *obstacle* sebesar 30° menghasilkan sedikit penurunan efisiensi dan penurunan tekanan yang besar dibandingkan *obstacle* yang lurus (0°).

BAB IV

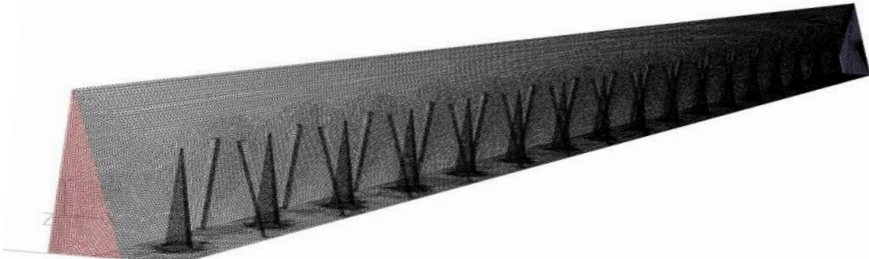
ANALISA DAN PEMBAHASAN

Pengambilan data kolektor surya pemanas udara dengan plat absorber berbentuk V yang menggunakan penambahan fin berbentuk prisma segitiga tegak lurus aliran dilakukan di Laboratorium Perpindahan Panas dan Massa Teknik Mesin ITS. Percobaan ini bertujuan untuk membandingkan performa kolektor surya dengan penambahan fin dan tanpa fin. Sebelum melakukan percobaan, dilakukan pengujian dimensi fin yang paling optimum menggunakan simulasi numerik. Adapun variasi dimensi fin terletak pada ketebalan fin yaitu, 3mm; 4mm; 5mm dan jarak fin terhadap obstacle yaitu 0,25ℓ; 0,50ℓ; 0,75ℓ. Setelah mengetahui ketebalan dan jarak fin yang paling optimum berdasarkan perubahan suhu dan penurunan tekanan, dilakukan eksperimen terhadap performa kolektor surya dengan penambahan fin. Dalam percobaan ini digunakan lampu halogen sebagai pengganti sinar matahari. Percobaan ini dilakukan dengan memvariasikan laju aliran massa, yaitu 0,002 kg/s; 0,004 kg/s; 0,006 kg/s; dan 0,008/s serta variasi intensitas cahaya, yaitu 431 Watt/m²; 575 Watt/m²; dan 719 Watt/m². Data hasil pengujian dan perhitungan ditampilkan dalam tabel pada lampiran.

4.1 Simulasi Numerik

4.1.1 Grid Independency

Simulasi numerik dilakukan untuk mengetahui fenomena yang terjadi di dalam saluran kolektor surya dengan penambahan fin. Langkah awal dari simulasi numerik adalah melakukan *grid independency*. *Grid independency* dilakukan dengan cara meningkatkan resolusi dari rapat renggang *mesh* agar hasil simulasi tidak berubah terhadap *meshing*. Kerapatan dari *mesh* sangat mempengaruhi hasil dan waktu simulasi, oleh karena itu sangat penting untuk mengetahui *mesh* yang tepat. *Grid independency* pada simulasi ini menggunakan enam variasi mesh yang berpengaruh pada jumlah *cell*, *face*, dan *node*.



Gambar 4.1 Rancangan *meshing* untuk uji *grid independency*

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

	MESH 1	MESH 2	MESH 3	MESH 4	MESH 5	MESH 6
Jumlah <i>cell</i>	717.091	914.817	937.154	962.823	1.189.940	1.372.312
Jumlah <i>face</i>	1.504.872	1.918.894	1.965.854	2.024.303	2.495.405	2.871.746
Jumlah <i>node</i>	155.348	197.762	202.612	210.582	256.730	293.063

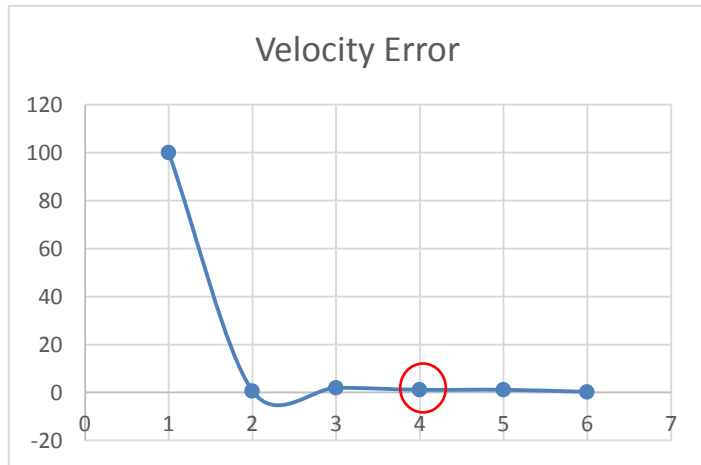
Ketika melakukan uji *Grid independency*, geometri, domain aliran, dan model viscous yang digunakan pada keenam *mesh* sama. Sehingga dapat dibandingkan jumlah *grid* mana yang sudah tepat untuk pengambilan data dan menemukan *mesh* yang baik dan efisien untuk dilakukan pengamatan numerik.

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 ω), material plat absorber dan fin adalah aluminium, intensitas radiasi diatur 430 Watt/m², model discretization equation menggunakan first order scheme dan hubungan kecepatan dan tekanan menggunakan SIMPLEC.

Hasil simulasi yang dibandingkan adalah kecepatan fluida searah sumbu Z pada koordinat sumbu $x=0,015$ m dan sumbu $y=0,056$ m. Berikut nilai kecepatan yang didapatkan:

Tabel 4.2 Hasil perhitungan setelah dilakukan *running*.

MESH	VELOCITY	ERROR	Z
1	15,41	100	0,0247
2	15,29	0,71	0,0249
3	15,00	1,96	0,0254
4	15,18	1,14	0,0248
5	15,01	1,15	0,0247
6	15,04	0,26	0,0248

**Gambar 4.2** Grafik *Velocity Error*

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

4.1.2 Hasil Simulasi

Berdasarkan hasil dari *velocity error* yang telah di plot kedalam grafik pada Gambar 4.2, *mesh* 4 diaplikasikan pada

semua variasi ketebalan dan jarak *fin*. Intensitas cahaya yang digunakan pada simulasi ini adalah 430 Watt/m² dengan kecepatan fluida masuk sebesar 6,5 m/s. Keluaran yang didapat dari simulasi ini adalah peningkatan temperatur dan penurunan tekanan. 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 Perbedaan temperature dan tekanan hasil simulasi pada semua variasi fin

Variasi <i>Fin</i>	L	ΔP (Pa)	ΔT (K)	Rasio ΔP	Rasio ΔT	Rasio $\Delta P/\Delta T$
3	0,25	531,75	8,94	1,67	0,03	48,55
	0,5	479,99	8,91	1,41	0,04	37,07
	0,75	487,47	8,93	1,45	0,04	40,16
4	0,25	706,76	9,19	2,56	0,01	321,34
	0,5	634,35	9,16	2,19	0,01	210,40
	0,75	655,68	9,14	2,30	0,01	183,93
5	0,25	951,14	9,66	3,79	0,04	87,18
	0,5	863,28	9,47	3,34	0,02	150,13
	0,75	890,81	9,46	3,48	0,02	161,53
Tanpa Fin		198,72	9,26			

Pemilihan *fin* yang optimal didasarkan pada kenaikan temperature dan penurunan tekanan yang dirumuskan secara matematis dengan,

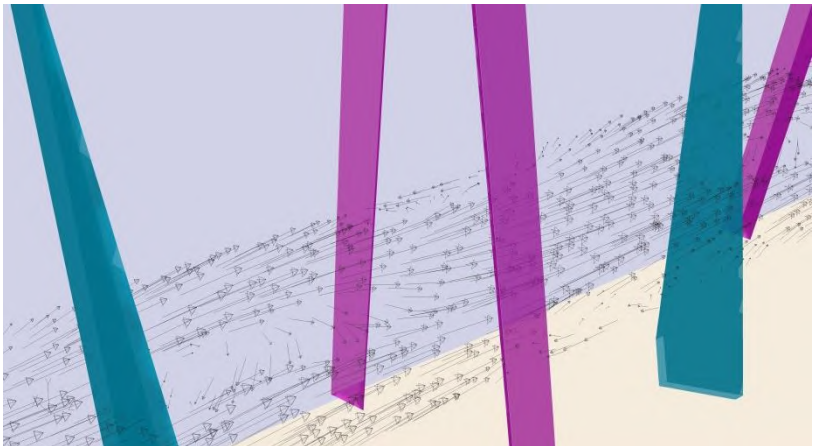
$$\Delta T = \left| \frac{\Delta T_{fin} - \Delta T_{tanpa\ fin}}{\Delta T_{tanpa\ fin}} \right| / \Delta P = \left| \frac{\Delta P_{fin} - \Delta P_{tanpa\ fin}}{\Delta P_{tanpa\ fin}} \right|$$

Nilai dari perbedaan tekanan dan temperatur yang dihasilkan dari setiap variasi fin dibandingkan dengan nilai perbedaan tekanan dan temperatur pada saluran tanpa fin. Nilai rasio ($\Delta P/\Delta T$) yang diharapkan dari hasil simulasi adalah nilai terkecil. Setelah

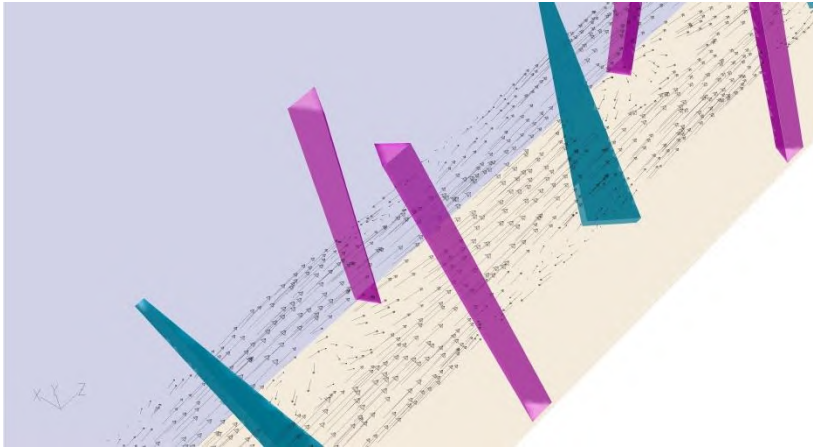
dilakukan simulasi pada semua variasi tersebut, didapatkan hasil bahwa *fin* dengan tinggi segitiga 3 mm dan jarak *fin* terhadap obstacle 0,50L adalah *fin* paling optimal dengan nilai $\Delta P/\Delta T = 37,067$.



(a)



(b)



(c)

Gambar 4.3 Vektor kecepatan pada simulasi fin dengan ketebalan 3mm dan jarak terhadap obstacle $0,50\ell$ (a) pada $x=0.015$ (b) pada $y=0.02$ (c) tampak atas

Dari Gambar 4.3 dapat dilihat vektor kecepatan pada fin dengan ketebalan 3mm, jarak $0,50\ell$ menghasilkan olakan terhadap aliran dibagian belakang obstacle dan fin. Pada Gambar 4.3(a) vektor kecepatan yang ditunjukkan berada pada sumbu $x=0.015$, terlihat bahwa sebelum melintasi obstacle vektor kecepatan berbentuk panah searah sumbu z , namun setelah mengenai obstacle, vektor kecepatan tersebut mengarah ke sumbu y dan berbalik arah ke sumbu z negatif. Sedangkan pada Gambar 4.3(b) vektor kecepatan aliran pada sumbu $y=0.02$, sama seperti gambar sebelumnya terlihat bahwa terjadi aliran balik dari vektor kecepatan setelah mengenai obstacle, begitu juga yang terjadi di bagian belakang fin sebelah kiri dan kanan terdapat aliran balik kearah sumbu z negatif.

Aliran balik tersebut mengakibatkan turbulensi pada fluida kerja, sehingga dapat memperbesar nilai *Reynolds Number* dimana nilai Re berbanding lurus dengan koefisien perpindahan

panas. Semakin besar turbulensi yang dihasilkan maka akan semakin besar juga kenaikan temperature yang didapatkan, namun penurunan tekanannya juga akan semakin besar. Oleh karena itu, pemilihan *fin* didasarkan pada rasio perbandingan antara penurunan tekanan terhadap peningkatan temperature. Rasio yang diharapkan yakni dengan nilai terkecil berdasarkan penurunan tekanan terkecil dan peningkatan temperatur terbesar. Karena jika nilai rasio besar menunjukkan bahwa peningkatan temperatur tidak signifikan namun penurunan tekanan masih terus terjadi, sehingga variasi *fin* tersebut tidak dianjurkan.

4.2 Eksperimen

4.2.1 Data Dimensi Kolektor Surya

Kolektor surya pemanas udara yang digunakan pada percobaan ini adalah kolektor surya dengan plat absorber berbentuk v dengan sudut gelombang 20° dimana fluida kerja dialirkan di bagian bawah plat absorber. Dimensi kolektor surya yang digunakan dalam percobaan adalah sebagai berikut:

- Panjang kolektor surya : $L = 0,9$ m
- Lebar kolektor surya : $\ell = 0,03$ m
- Tinggi *ducting channel* : $t = 0,85$ m
- Luasan efektif kolektor surya : $0,155$ m²
- Sudut gelombang : 20°
- Cover glass
 1. Transmisivitas (τ_{cg}) : $0,85$
 2. Emisivitas (ε_{cg}) : $0,8$
- Plat absorber
 1. Absorbsivitas (α_{abs}) : $0,88$
 2. Emisivitas (ε_{abs}) : $0,9$
- Styrofoam
 1. Tebal styrofoam : $0,03$ m
 2. Konduktifitas thermal ($k_{styrofoam}$) : $0,01$ W/m.K
- Papan triplex
 1. Tebal triplex : $0,005$ m
 2. Konduktifitas thermal ($k_{triplek}$) : $0,12$ W/m.K

4.2.2 Perhitungan

Dari data-data yang diperoleh dari hasil percobaan dilakukan perhitungan untuk mengetahui performa dari kolektor surya pemanas udara berbentuk *v-corrugated* dengan penambahan fin berbentuk prisma segitiga. Analisa yang digunakan berdasarkan pada batasan masalah yang telah disebutkan. Berikut merupakan contoh perhitungan untuk mengetahui performansi dari kolektor surya pada laju aliran massa 0,006 kg/s dan intensitas radiasi sebesar 431 Watt/m².

Adapun data-data yang telah diperoleh dari pengujian kolektor surya adalah sebagai berikut:

1. Laju aliran massa, = 0,006 kg/s
2. Intensitas radiasi lampu halogen, $I_T = 431 \text{ Watt/m}^2$
3. Temperatur udara ambient, $T_{amb} = 300 \text{ K}$
4. Temperatur plat absorber, $T_{abs} = 321,78 \text{ K}$
5. Temperatur cover glass, $T_{cg} = 321,23 \text{ K}$
6. Temperatur inlet fluida, $T_{f, in} = 305,5 \text{ K}$
7. Temperatur outlet fluida, $T_{f, out} = 315,5 \text{ K}$
8. Temperatur fin, $T_{fin} = 315,19 \text{ K}$
9. Temperatur base, $T_{base} = 312,17 \text{ K}$
10. Temperatur isolasi, $T_{iso} = 303 \text{ K}$
11. Percepatan gravitasi, $g = 9,8 \text{ m/s}^2$
12. Konstanta Boltzman, $\sigma = 5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$

1. Perhitungan Intensitas Cahaya mengenai Plat Absorber

Intensitas radiasi lampu halogen yang terbaca pada *pyranometer* sebesar 3,3 mVolt. Ketelitian *pyranometer* adalah 7,65 mVolt/kW.m². Intensitas yang mengenai plat *absorber* adalah :

$$I = \frac{3,3 \text{ mVolt}}{0,00765 \text{ mVolt/W.m}^2} = 413 \text{ W/m}^2$$

$$S = (1,01) \tau_{cg} \alpha_{abs} I$$

$$S = (1,01) \times 0,85 \times 0,88 \times 413 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

$$S = 325.89 \frac{W}{m^2}$$

2. Menghitung koefisien perpindahan panas konveksi antara kaca penutup dengan udara luar (h_w)

$$T_{f,amb-cg} = \frac{T_{amb} + T_{cg}}{2} = \frac{300 + 321,23}{2} = 310,62 \text{ K}$$

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

$$v = 20 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\alpha = 24,1 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$k = 27,09 \times 10^{-3} \text{ W/m.K}$$

$$Ra = \frac{g\beta'\Delta T_{amb-cg}L_{cg}^3}{v\alpha} = \frac{g\frac{1}{T_{f,amb-cg}}\Delta T_{amb-cg}L_{cg}^3}{v\alpha}$$

$$Ra = \frac{9,8 \text{ m/s}^2 \times \frac{1}{310,62 \text{ K}} \times (321,23 - 300) \text{ K} \times (0,9 \text{ m})^3}{(20 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}) \times (24,1 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s})} = 1,19 \times 10^9$$

Karena $10^7 \geq Ra \geq 10^{11}$, maka rumus Nu yang digunakan berdasarkan persamaan 2.9

$$Nu_L = 0,15 Ra_L^{0,33} = 0,15 (1,19 \times 10^9)^{0,33} = 148,52$$

$$h_w = \frac{Nu.k}{L_{cg}} = \frac{148,52 \times (27,09 \times 10^{-3} \text{ W/m.K})}{0,9 \text{ m}} = 4,47 \text{ W/m}^2.\text{K}$$

3. Menghitung koefisien perpindahan panas konveksi antara kaca penutup dengan plat absorber ($h_{conv,cg-abs}$)

$$T_{f,cg-abs} = \frac{T_{cg} + T_{abs}}{2} = \frac{321,23 + 321,78}{2} = 321,50 \text{ K}$$

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

$$v = 20 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

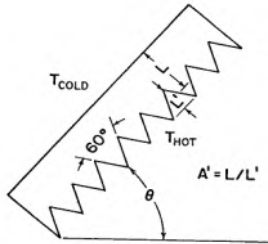
$$\alpha = 25,7 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$k = 27,89 \times 10^{-3} \text{ W/m.K}$$

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

$$Ra = \frac{9,8\text{m/s}^2 \times \frac{1}{321,50\text{K}} \times (321,23 - 321,78)\text{K} \times (0,9\text{m})^3}{(20 \times 10^{-6}\text{m}^2/\text{s}) \times (25,7 \times 10^{-6}\text{m}^2/\text{s})} = 2,6 \times 10^9$$

Menentukan nilai konstanta (C_3 dan n) berdasarkan Tabel 2.1



dengan,

$$\theta = 0^\circ$$

$$A' = \frac{L}{L'} = \frac{10\text{mm} + (1/2 \times 85)\text{mm}}{85\text{mm}} = 0,716$$

dapat dilihat pada tabel, sehingga

$$C_3 = 0,06 \text{ dan } n = 0,41$$

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

$$= 0,06 \times (2,6 \times 10^9)^{0,41}$$

$$= 65,98$$

$$h_{\text{conv,cg-abs}} = \frac{Nu \cdot k}{L_{cg}} = \frac{65,98 \times (27,89 \cdot 10^{-3} \text{W/m}\cdot\text{K})}{0,9\text{m}} = 2,045 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

4. Menghitung koefisien perpindahan panas radiasi antara kaca penutup dengan udara luar ($h_{r,cg-amb}$)

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

$$= 0,8 \times \left(5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4 \right)$$

$$\times \frac{(321,23 + 300)(321,23^2 + 300^2)(321,23 - 300)}{(321,23 - 300)}$$

$$= 5,44 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

5. Menghitung koefisien perpindahan panas radiasi antara kaca penutup dengan plat *absorber* ($h_{r,cg-abs}$)

$$F_{1-3} = 1 - \sin \frac{\alpha}{2} = 1 - \sin \frac{20^\circ}{2} = 0,826$$

F_{1-3} merupakan *view factor* (faktor bentuk) berpengaruh pada proses perpindahan radiasi dari plat *absorber* ke kaca penutup dan sekelilingnya.

$$L = 0,086 \text{ m}$$

$$H = 1 \text{ cm} + (1,5 \times 8,5 \text{ cm}) = 5,25 \text{ cm} = 0,0525 \text{ m}$$

$$F_{12-3} = \frac{2L(F_{1-3})}{2L+2H} = \frac{2 \times 0,086 \text{ m} \times 0,826}{(2 \times 0,086 \text{ m}) + (2 \times 0,0525 \text{ m})} = 0,514$$

$$A_p = 2 \times (0,9 \text{ m} \times 0,086 \text{ m}) = 0,155 \text{ m}^2$$

$$A_{cg} = 0,9 \text{ m} \times 0,03 \text{ m} = 0,027 \text{ m}^2$$

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

$$= \frac{5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4 (321,78^2 + 321,23^2)(321,78 + 321,23)}{\frac{1 - 0,99}{0,99} + \frac{1}{0,514} + \frac{(1 - 0,8) \times 0,155 \text{ m}^2}{0,027 \text{ m}^2}}$$

$$h_{r,cg-abs} = 2,424 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

6. Menghitung $R_{\text{total upper}}$

$$R_{\text{total upper}} = \frac{1}{h_w} + \frac{1}{h_{r,cg-amb}} + \frac{1}{h_{\text{conv,cg-abs}}} + \frac{1}{h_{r,cg-abs}}$$

$$R_{\text{total upper}} = \left(\frac{1}{4,47} + \frac{1}{5,44} + \frac{1}{2,04} + \frac{1}{2,42} \right) \frac{1}{\text{W/m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$= 1,31 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

7. Menghitung *Overall heat coefficient top* (U_T)

$$U_T = \frac{1}{R_{\text{total upper}} \cdot A_p} = \frac{1}{(1,31 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}) \times (0,155 \text{ m}^2)}$$

$$U_T = 4,92 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

8. Menghitung *Overall heat coefficient bottom* (U_B)

$$U_B = \frac{1}{\left(\frac{L_1}{k_1} + \frac{L_2}{k_2} + \frac{1}{h_w} \right) \cdot A_{\text{iso}}} = \frac{1}{\left(\frac{0,03 \text{ m}}{0,01 \text{ W/m.K}} + \frac{0,005 \text{ m}}{0,12 \text{ W/m.K}} \right) \cdot (0,027 \text{ m}^2)}$$

$$U_B = 12,18 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

9. Menghitung *Overall heat coefficient total* (U_L)

$$U_L = U_T + U_B = 4,92 + 12,18 = 17,09 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

10. Menghitung koefisien konveksi antara plat *absorber* dengan fluida ($h_{\text{conv,abs-fluida}}$)

$$A_c = A_{\text{duct}} - (A_{\text{fin}} + A_{\text{obs}})$$

$$\begin{aligned} A_c &= \left(\frac{l_{\text{duct}} \times t_{\text{duct}}}{2} \right) - \left[\left(\frac{t_{\text{segitiga}} \times t_{\text{fin}} \times 2}{2} \right) \right. \\ &\quad \left. + \left(\frac{l_{\text{obstacle}} \times t_{\text{obstacle}}}{2} \right) \right] \\ &= \left(\frac{0,03 \times 0,085}{2} \right) - \left[(0,003 \times 0,05 \times 2) + \left(\frac{0,0156 \times 0,05}{2} \right) \right] \\ &= 5,86 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} P &= (l_{\text{sisi duct}} \times 2) + (t_{\text{segitiga}} \times 4) + \\ &\quad (L_{\text{duct}} - \text{alas obstacle}) + (t_{\text{obstacle}} \times 2) \\ &= (0,086 \times 2) + (0,003 \times 4) + (0,03 - 0,0156) \\ &\quad + (0,05 \times 2) \\ &= 0,299 \text{ m} \end{aligned}$$

$$D_h = \frac{4 \times A_c}{P} = \frac{4 \times 5,855 \times 10^{-4} \text{ m}^2}{0,299 \text{ m}} = 0,0078 \text{ m}$$

$$T_{\text{fluida}} = \frac{T_{\text{in}} + T_{\text{out}}}{2} = \frac{305,5 + 315,5}{2} = 310,5 \text{ K}$$

Berdasarkan T_{fluida} maka dari tabel A.4 *Thermophysical properties of gases at atmospheric pressure* selanjutnya didapatkan :

$$\rho = 1,1265 \text{ kg/m}^3$$

$$C_p = 1007,42 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$$

$$\mu = 19 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$k = 27,08 \times 10^{-3} \text{ W/m} \cdot \text{K}$$

$$\text{Pr} = 0,70553$$

$$\text{Re}_{D_h} = \frac{\rho \times v \times D_h}{\mu} = \frac{1,1265 \text{ kg/m}^3 \times 5,2 \text{ m/s} \times 0,0078 \text{ m}}{19 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}} = 2420,08$$

$$\begin{aligned} \text{Nu}_D &= 0,023 \text{Re}_{D_h}^{\frac{4}{5}} \text{Pr}^n \\ &= 0,023 \left(2420,08^{\frac{4}{5}} \right) (0,70553^{0,4}) \\ &= 10,19 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} h_{\text{conv,abs-fluida}} &= \frac{\text{Nu}_D \times k_{\text{fluida}}}{D_h} \\ &= \frac{10,19 \times 27,08 \cdot 10^{-3} \text{W/m.K}}{0,0078 \text{ m}} \\ &= 35,23 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \end{aligned}$$

11. Menghitung koefisien radiasi antara plat absorber dan base ($h_{r,\text{abs-base}}$)

$$\begin{aligned} F_{1-4} &= 1 - \sin \frac{\alpha}{2} = 1 - \sin \frac{20^\circ}{2} = 0,83 \\ F_{12-4} &= \frac{2L(F_{1-4})}{2t_{\text{fin}} + W} = \frac{2 \times 0,086(0,83)}{(2 \times 0,003) + 0,03} = 3,96 \\ H_{r,\text{abs-base}} &= \frac{\sigma(T_{\text{abs}}^2 + T_{\text{base}}^2)(T_{\text{abs}} + T_{\text{base}})}{\frac{1 - \epsilon_{\text{abs}}}{\epsilon_{\text{abs}}} + \frac{1}{F_{12-4}} + \frac{(1 - \epsilon_{\text{base}})A_p}{A_{\text{base}}}} \\ &= \frac{5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4 (321,78^2 + 312,17^2)(321,78 + 312,7)}{\frac{1 - 0,9}{0,9} + \frac{1}{3,96} + \frac{(1 - 0,9) 0,1554}{0,027}} = \\ &22,56 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \end{aligned}$$

12. Menghitung Faktor Pelepasan Panas (F_R)

$$\begin{aligned} F' &= \frac{1}{1 + \frac{h_1}{\sin \frac{\phi}{2}} + \frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_r}} = \frac{1}{1 + \frac{17,09 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}}{35,23 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}} + \frac{1}{35,23 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}} + \frac{1}{22,563 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}}} \\ &= 0,923 \end{aligned}$$

$$\varphi = \frac{m C_p}{A_p U_L F'} = \frac{0,00518 \text{ kg/s} \times 1007,4608 \text{ J/kg.K}}{0,155 \text{ m}^1 \times 17,09 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \times 0,923} = 3,164$$

$$F'' = \varphi \left[1 - e^{-\frac{1}{\varphi}} \right] = 3,164 \left[1 - e^{-\frac{1}{3,164}} \right] = 0,857$$

$$F_R = F'' \cdot F' = 0,857 \times 0,923 = 0,79$$

13. Menghitung Energi Berguna (Q_{Usefull})

Pada penelitian ini memperhitungkan energi berguna secara desain dan energi berguna secara aktual.

$$\begin{aligned} \text{a. } Q_{\text{thermo}} &= \dot{m} C_p [T_{f,\text{out}} - T_{f,\text{in}}] \\ &= 0,00518 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 1007 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}} \times [315,5\text{K} - 305,5\text{K}] \\ &= 55,17 \text{ Watt} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{b. } Q_{\text{ensur}} &= A_p \cdot F_R [S - U_L (T_{f,\text{in}} - T_{\text{amb}})] \\ &= (0,155 \text{ m}^2) \times 0,79 \left[325,89 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} - 17,09 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} (305,5\text{K} - 300\text{K}) \right] \\ &= 28,49 \text{ Watt} \end{aligned}$$

14. Menghitung Efisiensi (η)

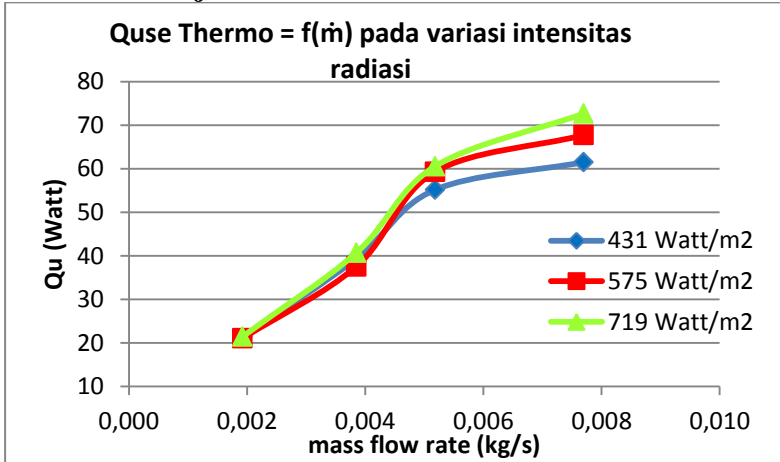
Pada penelitian ini memperhitungkan efisiensi secara desain dan efisiensi secara aktual.

$$\text{a. } \eta_{\text{thermo}} = \frac{Q_{\text{thermo}}}{A_{pI}} = \frac{55,17 \text{ Watt}}{0,155 \text{ m}^2 \times 431 \text{ Watt/m}^2} = 0,823$$

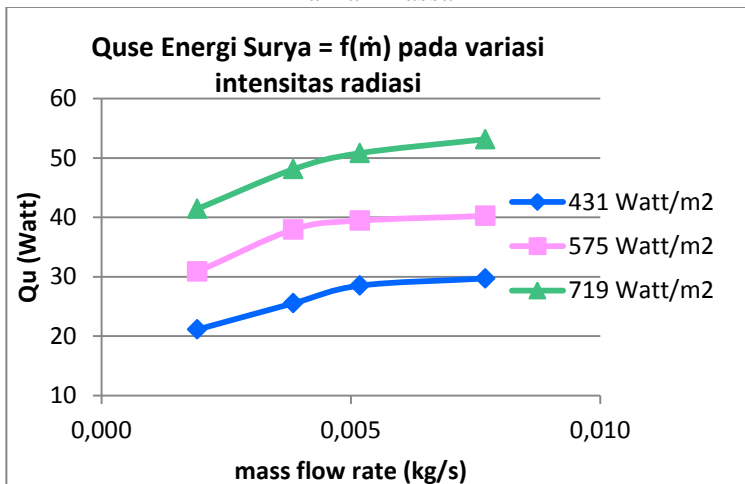
$$\text{b. } \eta_{\text{ensur}} = \frac{Q_{\text{ensur}}}{A_{pI}} = \frac{28,49 \text{ Watt}}{0,155 \text{ m}^2 \times 431 \text{ Watt/m}^2} = 0,425$$

4.3 Pembahasan Grafik

4.3.1 Analisa Energi Berguna Terhadap Variasi Intensitas Radiasi dan Laju Aliran Massa



Gambar 4.4 Grafik perbandingan Qusefull thermo terhadap laju aliran massa



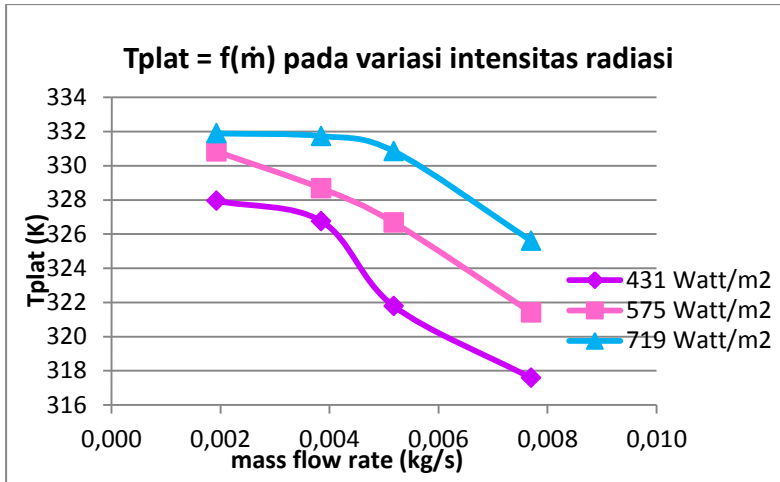
Gambar 4.5 Grafik perbandingan Qusefull energi surya terhadap laju aliran massa

Pengertian dari energi berguna adalah besarnya panas yang diserap oleh fluida kerja untuk meningkatkan temperatur keluar. Q_{use} yang dihasilkan akan ditinjau secara termodinamika (thermo) dan energi surya (ensur). Berdasarkan grafik pada Gambar 4.4 dapat kita lihat bahwa tren grafik $Q_{use\,thermo}$ berubah terhadap besarnya laju aliran massa yang diberikan, semakin besar laju aliran massa yang diberikan maka nilai $Q_{use\,ensur}$ juga akan semakin tinggi, begitu pula dengan besar intensitas radiasi yang diberikan. Hal ini sesuai dengan rumus $Q_u = \dot{m}_f \times C_p \times (T_{f,out} - T_{f,in})$.

Nilai $Q_{use\,thermo}$ paling tinggi dihasilkan pada laju aliran massa sebesar 0,008 kg/s dengan intensitas radiasi paling tinggi yakni, 719 Watt/m² yakni 72,67 Watt. Namun pada grafik $Q_{use\,ensur}$, nilai paling tinggi pada laju aliran massa sebesar 0,008 kg/s dengan intensitas yang sama yakni 53,16 Watt. Hal ini disebabkan oleh perhitungan $Q_{use\,thermo}$ hanya 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.

Pada grafik $Q_{use\,ensur}$, tren grafik cenderung naik seiring bertambahnya laju aliran massa pada semua intensitas radiasi. Rumus $Q_u = A_p \cdot F_R [S - U_L (T_{f,in} - T_{amb})]$ menunjukkan bahwa besar $Q_{use\,ensur}$ 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 $U_T =$

$$\frac{1}{R_{total\,upper} \cdot A_p}, \text{ dan } R_{tot,upper} = \frac{1}{h_w} + \frac{1}{h_{r,cg-amb}} + \frac{1}{h_{conv,cg-abs}} + \frac{1}{h_{r,cg-abs}}$$



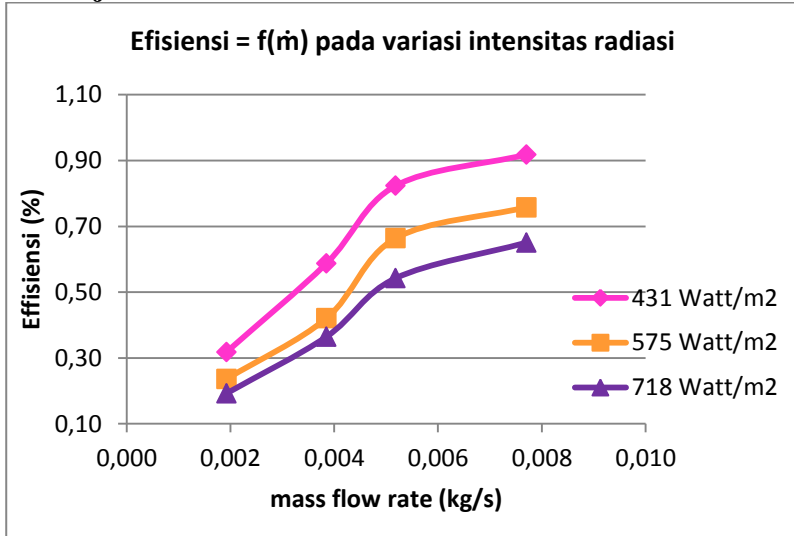
Gambar 4.6 Grafik perbandingan T_{plat} absorber terhadap laju aliran massa

Berdasarkan Gambar 4.6, 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). Semakin besar temperatur plat, $Q_{\text{usethermo}}$ 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 $Q_{\text{usethermo}}$ naik seiring kenaikan laju aliran massa pada semua intensitas.

Pada nilai $Q_{\text{usethermo}}$ dan Q_{useensur} hasil perhitungan terdapat selisih yang cukup besar. Perbedaan yang cukup besar ini dikarenakan dalam melakukan perhitungan aktual 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. Dengan demikian, nilai Q_{use} yang digunakan didasarkan pada perhitungan termodinamika (thermo).

4.3.2 Analisa Efisiensi Terhadap Variasi Intensitas Radiasi dan Laju Aliran Massa



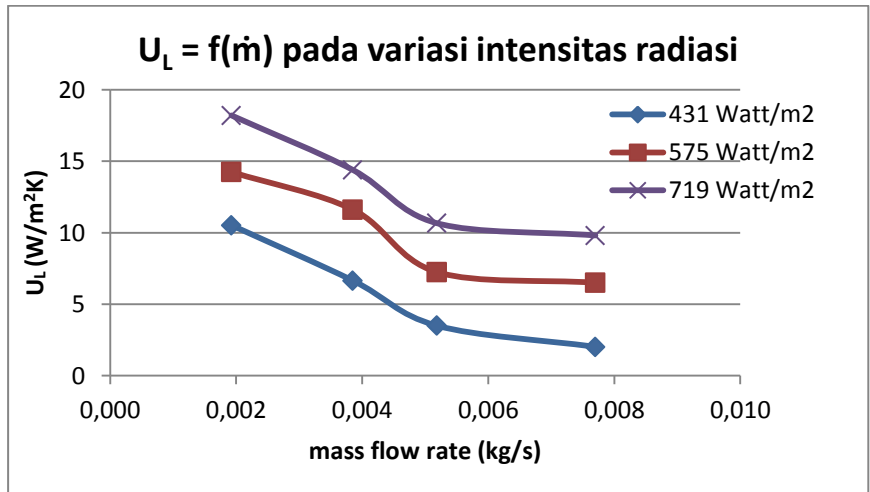
Gambar 4.7 Grafik perbandingan Efisiensi terhadap laju aliran massa

Berdasarkan Gambar 4.7 dapat dilihat bahwa tren grafik perbandingan efisiensi terhadap laju aliran massa terus meningkat seiring dengan bertambahnya laju aliran massa. 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 yang berupa udara. Efisiensi tertinggi sebesar 0,92 dicapai pada laju aliran massa 0,008 kg/s dengan intensitas 431 Watt/m².

Besar efisiensi berbanding lurus dengan kalor yang diterima udara dan berbanding terbalik dengan radiasi yang

diterima plat *absorber*. Hal ini sesuai dengan rumus $\eta = \frac{Q_{usedesain}}{A_p \cdot I_T}$ sehingga tren grafik naik. Efisiensi desain paling tinggi terjadi pada variasi intensitas paling rendah, yaitu 431 Watt/m². Sebaliknya, efisiensi paling rendah terjadi pada variasi intensitas paling tinggi, yaitu 719 Watt/m². Penjelasan dari fenomena ini adalah berdasarkan 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, semakin kecil intensitas radiasi maka beda temperatur plat penyerap dan udara sekitar semakin kecil pula. Dengan demikian efisiensi yang dihasilkan akan besar saat intensitas rendah.

4.3.3 Analisa Koefisien Perpindahan Panas Terhadap Laju Aliran Massa



Gambar 4.8 Grafik perbandingan U_L terhadap laju aliran massa

Trendline Grafik perbandingan U_L terhadap laju aliran massa pada semua variasi intensitas menunjukkan penurunan. Berdasarkan Gambar 4.8 besarnya nilai U_L berbanding terbalik

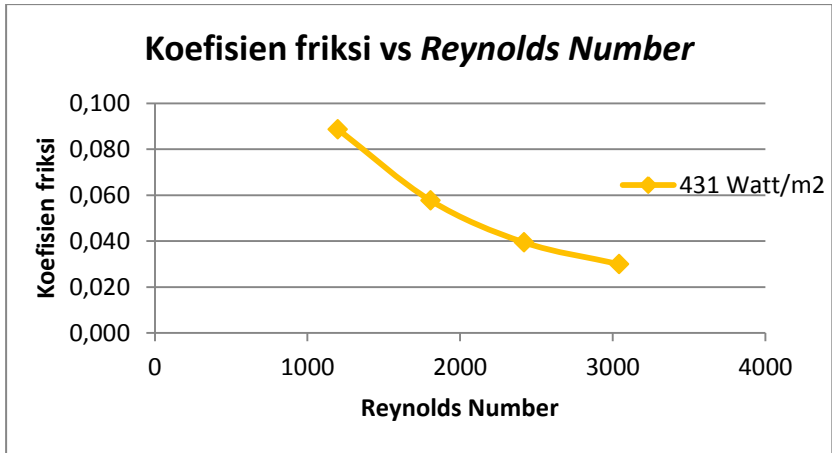
dengan laju aliran massa, namun berbanding lurus dengan intensitas radiasi yang diterima. Nilai U_L tertinggi dicapai pada laju aliran massa 0,002 kg/s dengan intensitas radiasi 719 Watt/m² sebesar 18,21 Watt/m²K sedangkan nilai U_L terendah dicapai pada laju aliran massa 0,008 kg/s dengan intensitas radiasi 431 Watt/m² yaitu 2,02 Watt/m²K.

Berdasarkan rumus $U_L = U_T + U_B$, besarnya nilai U_L dipengaruhi oleh U_T dan U_B , namun nilai dari U_T memiliki pengaruh yang lebih besar dibandingkan nilai U_B yang konstan pada semua intensitas radiasi dan laju aliran massa. Semakin besar intensitas radiasi yang diberikan ke kolektor surya akan mengakibatkan temperatur plat *absorber* lebih tinggi dibandingkan ketika menerima intensitas yang lebih rendah. Semakin tinggi temperatur plat *absorber*, maka akan semakin besar selisihnya dengan temperatur sekitar. Hal ini menyebabkan U_T yang dihasilkan lebih besar pada intensitas radiasi yang tinggi dan laju aliran massa yang rendah.

4.3.4 Analisa Penurunan Tekanan Terhadap Laju Aliran Massa

Pada eksperimen yang dilakukan, penurunan tekanan diukur dengan menggunakan *differential magnetic pressure gage*. Penurunan tekanan dihasilkan dari gaya gesek pada fluida yang mengalir dalam saluran dan dipengaruhi oleh 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 (2.44) yaitu,

$$f = \frac{\Delta P}{\frac{L}{D_h} \rho \frac{v^2}{2}}$$



Gambar 4.9 Grafik perbandingan Koefisien friksi terhadap *Reynolds Number*

Berikut adalah grafik koefisien friksi aliran (f) terhadap *Reynolds Number* pada intensitas 431 Watt/m^2 . Trendline grafik koefisien friksi menurun seiring kenaikan nilai *Reynolds Number*, hal ini memiliki kecenderungan trendline yang mirip dengan *Moody diagram* (*Introduction to fluid mechanics*, Fox). Koefisien friksi tertinggi dicapai pada *Reynolds Number* 1200,19 dan mencapai terendah pada *Reynolds Number* 3043,68.

Besarnya bilangan *Reynolds* sebanding dengan kecepatan aliran fluida (V). Saat 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*.

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Dari penelitian yang telah dilakukan pada kolektor surya *v-corrugated absorber plate* dengan penambahan *obstacle* dan *fin* berbentuk prisma segitiga dapat ditarik kesimpulan sebagai berikut:

1. Berdasarkan hasil simulasi numerik, *fin* berbentuk prisma segitiga yang paling optimum adalah *fin* dengan ketebalan 3mm dan jarak terhadap *obstacle* sebesar 0.5ℓ dengan beda temperatur 8,91 Kelvin dan penurunan tekanan sebesar 479,99 Pascal.
2. Dari hasil eksperimen, didapatkan $Q_{\text{usethermo}}$ paling tinggi pada laju aliran massa sebesar 0.008 kg/s dengan intensitas radiasi 719 Watt/m² yakni 72,67 Watt. Sedangkan $Q_{\text{usethermo}}$ paling rendah pada laju aliran massa sebesar 0.002 kg/s dengan intensitas radiasi 431 Watt/m² yakni 21,32 Watt.
3. Nilai U_L tertinggi dicapai pada laju aliran massa 0,002 kg/s dengan intensitas radiasi 719 Watt/m² sebesar 18,21 Watt/m²K sedangkan nilai U_L terendah dicapai pada laju aliran massa 0,008 kg/s dengan intensitas radiasi 431 Watt/m² yaitu 2,02 Watt/m²K.
4. Efisiensi paling tinggi yakni 91,77% dicapai pada laju aliran massa 0,008 kg/s dengan intensitas radiasi sebesar 431 Watt/m² dan efisiensi paling rendah yakni 19,23% dicapai pada laju aliran massa 0,002 kg/s dengan intensitas radiasi sebesar 719 Watt/m².
5. Penurunan tekanan berbanding lurus dengan penambahan *Reynold Number*. Penurunan tekanan paling kecil dicapai pada *Reynold number* 1200,19 yakni 10 Pascal sedangkan penurunan tekanan paling besar ada pada *Reynold number* 3043,68 yakni 54 Pascal.

5.2 Saran

Demi kesempurnaan penelitian tugas akhir ini, ada beberapa masukan untuk penelitian selanjutnya, yaitu:

1. *Blower* yang digunakan sebaiknya jenis hisap agar aliran udara lebih stabil.
2. Studi lebih lanjut perilaku lampu halogen sebagai pengganti radiasi matahari (*artificial sun*).
3. Mempelajari karakteristik penggunaan kaca biasa dan *tempered glass* dan pengaruh lebar celah antara plat penyerap dan kaca penutup serta jarak lampu terhadap kaca.

LAMPIRAN 1

Hasil simulasi numerik pada variasi ketinggian *fin* prisma segitiga

Fin prisma segitiga 3mm jarak 0.25L

Average of Facet Values		(pascal)
Static Pressure		
inlet	-3.7699795	
outlet	-535.51996	
Net	-269.64496	
Average of Facet Values		(k)
Static Temperature		
inlet	300.00803	
outlet	308.9494	
Net	304.47873	

Fin prisma segitiga 3mm jarak 0.50L

Average of Facet Values		(pascal)
Static Pressure		
inlet	-3.3629966	
outlet	-483.36292	
Net	-243.36295	
Average of Facet Values		(k)
Static Temperature		
inlet	300.00784	
outlet	308.91525	
Net	304.46155	

Fin prisma segitiga 3mm jarak 0.75L

Average of Facet Values		(pascal)
Static Pressure		
inlet	-3.3083136	
outlet	-400.7821	
Net	-247.04521	
Average of Facet Values		(k)
Static Temperature		
inlet	300.00793	
outlet	308.93393	
Net	304.47095	

Fin prisma segitiga 4mm jarak 0.25L

FLUENT [3d, dp, pbns, sstkow]

File Grid Define Solve Adapt Surface Display Plot Report Parallel Help

Done.
Reading "H:\SOLAR AIR HEATER (RISSA)\4mm0.251\MESH4mm0.251-0500.dat"...
Done.

Average of Facet Values		
Static Pressure		(pascal)
inlet	-2.5284154	
outlet	-716.8213	
Net	-368.42938	
Average of Facet Values		
Static Temperature		(k)
inlet	300.00879	
outlet	307.5722	
Net	303.80273	

Fin prisma segitiga 4mm jarak 0.50L

FLUENT [3d, dp, pbns, sstkow]

File Grid Define Solve Adapt Surface Display Plot Report Parallel Help

Done.
Reading "H:\SOLAR AIR HEATER (RISSA)\4mm0.501\MESH4mm0.501-0500.dat"...
Done.

Average of Facet Values		
Static Pressure		(pascal)
inlet	-3.4564102	
outlet	-637.80603	
Net	-320.63123	
Average of Facet Values		
Static Temperature		(k)
inlet	300.00793	
outlet	309.17249	
Net	304.59021	

Fin prisma segitiga 4mm jarak 0.75L

FLUENT [3d, dp, pbns, sstkow]

File Grid Define Solve Adapt Surface Display Plot Report Parallel Help

Done.
Reading "H:\SOLAR AIR HEATER (RISSA)\4mm0.751\MESH4mm0751.dat"...
Done.

Average of Facet Values		
Static Pressure		(pascal)
inlet	-3.4920552	
outlet	-659.17432	
Net	-331.33319	
Average of Facet Values		
Static Temperature		(k)
inlet	300.00784	
outlet	309.15311	
Net	304.58047	

Fin prisma segitiga 5mm jarak 0.25L

FLUENT [3d, dp, pbns, sstkow]

File Grid Define Solve Adapt Surface Display Plot Report Parallel Help

Done.
Reading "H:\SOLAR AIR HEATER (RISSA)\5mm0.251\MESH5mm0.251-1500.dat"....
Done.

Average of Facet Values		
Static Pressure		(pascal)
inlet	-4.5605321	
outlet	-955.69774	
Net	-480.12885	

Average of Facet Values		
Static Temperature		(k)
inlet	300.00806	
outlet	309.6773	
Net	304.83966	

Fin prisma segitiga 5mm jarak 0.50L

FLUENT [3d, dp, pbns, sstkow]

File Grid Define Solve Adapt Surface Display Plot Report Parallel Help

Done.
Reading "H:\SOLAR AIR HEATER (RISSA)\5mm0.501\MESH5mm0.501-0700.dat"....
Done.

Average of Facet Values		
Static Pressure		(pascal)
inlet	-3.6403556	
outlet	-866.9209	
Net	-435.28061	

Average of Facet Values		
Static Temperature		(k)
inlet	300.00806	
outlet	309.4754	
Net	304.74173	

Fin prisma segitiga 5mm jarak 0.75L

FLUENT [3d, dp, pbns, sstkow]

File Grid Define Solve Adapt Surface Display Plot Report Parallel Help

Done.
Reading "H:\SOLAR AIR HEATER (RISSA)\5mm0.751\MESH5mm0.751-0700.dat"....
Done.

Average of Facet Values		
Static Pressure		(pascal)
inlet	-3.3560035	
outlet	-894.16443	
Net	-448.76022	

Average of Facet Values		
Static Temperature		(k)
inlet	300.00812	
outlet	309.46884	
Net	304.73846	

LAMPIRAN 2
Hasil simulasi numerik variasi *fin*

Ketinggian	3mm			4mm			5mm		
	0,25	0,5	0,75	0,25	0,5	0,75	0,25	0,5	0,75
Jarak									
Iterasi	767	761	768	744	836	769	1898	1103	843
Yplus	54,63	53,28	52,35	72,75	66,12	59,61	67,68	65,49	67,92
T,i	300,008	300,0078	300,0079	300,0087	300,0079	300,0078	300,0080	300,0080	300,0081
T,o	308,95	308,92	308,933	307,57	309,17	309,15	309,67	309,48	309,47
ΔT	8,94	8,91	8,93	7,56	9,16	9,15	9,66	9,47	9,46
P,i	3,77	3,37	3,31	2,53	3,46	3,49	4,56	3,64	3,36
P,o	535,52	483,37	490,78	716,02	637,81	659,17	955,69	866,92	894,16
ΔP	531,75	479,99	487,47	713,49	634,35	655,68	951,14	863,28	890,81
cells	806534	937.154	948.288	806.534	966.491	916.858	945.109	950.389	945.556
faces	1702384	1.965.854	1.988.226	1.702.384	2.026.134	1.926.687	1.982.140	1.992.654	1.983.125
nodes	180140	202.612	204,508	180.14	208.34	200.099	204.149	204.965	204.258

Variasi Fin	L	ΔP	ΔT	$\frac{\text{error } \Delta P}{\text{error } \Delta T}$	$\frac{\text{error } \Delta T}{\text{error } \Delta P}$
3	0,25	531,75	8,9414	48,553606	0,0205958
	0,5	479,9999	8,90741	37,067204	0,026978
	0,75	487,4738	8,926	40,163412	0,0248983
4	0,25	706,7646	9,18737	321,34077	0,003112
	0,5	634,3496	9,16456	210,40133	0,0047528
	0,75	655,6823	9,14527	183,93325	0,0054368
5	0,25	951,1366	9,66324	87,184881	0,0114699
	0,5	863,2805	9,46734	150,13098	0,0066609
	0,75	890,8084	9,46072	161,53356	0,0061907
tanpa fin		198,7217	9,26105		

LAMPIRAN 3
Data Hasil Percobaan

\dot{m} (kg/s)	Intensitas (W/m ²)	Tamb (K)	Teg (K)	Tfluida (K)			ΔT	T _{abs} (K)	T _{fin} (K)	T _{base} (K)	T _{iso} (K)	ΔP
				in	out	rata						
0.002	431	300	327,05	306,5	317,5	312	11	327,94	322,25	309,92	273	10
0.004		300	325,67	305,75	316,75	311,25	11	326,75	319,5	307,58	303	26
0.006		300	321,23	305,5	315,5	310,5	10	321,78	315,19	312,17	303	40
0.008		300	316,01	305,25	313,5	309,37	8,25	317,58	316,01	312,37	303	54
0.002	575	300	329	306,87	317,75	312,31	10,87	330,83	327,37	312,37	273	10
0.004		300	329,51	305,8	316,3	311,05	10,5	328,67	324,58	312,37	303	26
0.006		300	330,25	305,75	316,5	311,13	10,75	326,67	326	311,27	303	40
0.008		300	322,69	306,67	315,75	311,21	9,08	321,42	318,08	311,75	303	54
0.002	719	300	330,69	307,25	318,33	312,79	11,08	331,89	329,89	322,79	273	10
0.004		300	329,5	306,37	317,75	312,06	11,37	331,73	321,62	312,37	303	26
0.006		300	327,29	306,56	317,53	312,04	10,98	330,84	319,58	312,37	303	40
0.008		300	322,11	306,67	316,41	311,54	9,75	325,61	315,5	312,37	303	54

LAMPIRAN 4

Perhitungan Data Hasil Percobaan

m (kg/s)	Intensitas (Watt/m ²)	hw					h conv									
							cg-abs					abs-fluid				
		Trata	β'	Ra	Nu	h	T rata	β'	Ra	Nu	h	T rata	Re	Nu	h	
0,002	431	313,38	0,00319	1445393122	158,08	4,79	327,35	0,00305	52657055	87,89	2,77	319,97	1200,19	5,81	20,18	
0,004		312,83	0,00320	1398258144	156,36	4,73	326,21	0,00307	48532834	85,00	2,67	319,00	1807,66	8,07	27,95	
0,006		310,62	0,00322	1196326355	148,52	4,47	321,51	0,00311	26167250	65,98	2,04	316,14	2420,08	10,19	35,23	
0,008		308,01	0,00325	939326643	137,13	4,10	316,80	0,00316	80557742	104,63	3,20	313,48	3043,68	12,24	42,20	
0,002	575	314,50	0,00318	1540698185	161,45	4,91	329,92	0,00303	78006586	103,26	3,27	321,57	1198,15	5,81	20,17	
0,004		314,76	0,00318	1561942249	162,18	4,94	329,09	0,00304	36066168	75,26	2,38	319,86	1809,63	8,08	27,96	
0,006		315,13	0,00317	1592152648	163,21	4,97	328,46	0,00304	155595303	137,05	4,33	318,90	2411,85	10,16	35,20	
0,008		311,35	0,00321	1264509602	151,26	4,56	322,06	0,00311	60732458	93,19	2,89	316,31	3013,45	12,14	42,07	
0,002	719	315,35	0,00317	1610194050	163,82	4,99	331,29	0,00302	49874315	85,96	2,73	322,34	1195,03	5,79	20,16	
0,004		314,75	0,00318	1561406095	162,16	4,94	330,62	0,00302	94111232	111,52	3,54	321,90	1799,68	8,07	28,04	
0,006		313,65	0,00319	1468657715	158,92	4,82	329,07	0,00304	152866610	136,06	4,30	321,44	2399,81	10,16	35,29	
0,008		311,06	0,00321	1237514402	150,19	4,53	323,86	0,00309	162163647	139,39	4,35	318,58	3008,02	12,18	42,23	

m (kg/s)	Intensitas (Watt/m ²)							h rad			R total upper
		fluid-base				cg-amb	cg-abs	abs-fin	abs-base	fin-base	
		T rata	Re	Nu	h						
0,002	431	312,00	1200,19	5,81	20,18	5,590667225	2,558909499	19,34462849	22,99651109	26,86238668	1,139811241
0,004		311,25	1807,66	8,07	27,95	5,560965868	2,532301446	18,99566662	22,61969003	26,21906069	1,160887013
0,006		310,50	2420,08	10,19	35,23	5,440748667	2,424330883	18,18890071	22,56273129	26,24505104	1,309048114
0,008		309,38	3043,68	12,24	42,20	5,302187976	2,319424145	17,89946249	22,13615557	26,37452244	1,176101318
0,002	575	312,31	1198,15	5,81	20,17	5,652809286	2,619657054	25,24874419	23,58034516	23,1956902	1,067957799
0,004		311,05	1809,63	8,08	27,96	5,667060263	2,600093608	24,68366122	23,33963925	22,88918058	1,183943726
0,006		311,13	2411,85	10,16	35,20	5,687587712	2,58512788	24,61570895	23,00028588	22,92715576	0,99495007
0,008		311,21	3013,45	12,14	42,07	5,480128163	2,43680955	23,15640709	22,47983313	22,12374067	1,157854652
0,002	719	312,79	1195,03	5,79	20,16	5,699996171	2,652537086	25,66128953	24,8491296	24,62023433	1,118580223
0,004		312,06	1799,68	8,04	27,93	5,666698748	2,636376937	24,69994059	23,68135368	22,56825292	1,0409181
0,006		312,04	2399,81	10,12	35,15	5,60557362	2,5995236	24,3702834	23,58134219	22,34907528	1,002953012
0,008		311,54	3008,02	12,13	42,06	5,464395436	2,478090864	23,33703233	23,0016119	21,91634164	1,037574275

m (kg/s)	Intensitas (Watt/m ²)	U _T	U _B	U _L	F'	φ	F''	F r	Qu	
									thermo	ensur
0,002	431	5,647007277	12,17656012	17,8235674	0,868080459	1,612840777	0,74524288	0,646930782	21,32345208	21,11096011
0,004		5,544486499	12,17656012	17,72104662	0,901405707	2,343298937	0,81399767	0,733742146	39,36637307	25,53490175
0,006		4,916948662	12,17656012	17,09350878	0,922660976	3,164482744	0,857403793	0,791093021	55,17256832	28,49948272
0,008		5,472761804	12,17656012	17,64932193	0,932556286	3,790382501	0,878961375	0,819680955	61,50995792	29,70197868
0,002	575	6,026944493	12,17656012	18,20350461	0,865584343	1,583732059	0,741446193	0,641784216	21,08114012	30,84771741
0,004		5,436510395	12,17656012	17,61307052	0,901977557	2,356169673	0,814879826	0,735003315	37,57699247	37,9540089
0,006		6,469191335	12,17656012	18,64575146	0,916144852	2,921676096	0,846827536	0,775816687	59,31051094	39,45195513
0,008		5,559007221	12,17656012	17,73556734	0,932052758	3,773988177	0,878480002	0,818789709	67,72059973	40,2341059
0,002	719	5,75418932	12,17656012	17,93074944	0,867237157	1,604758887	0,744199846	0,645397758	21,48434722	41,42778766
0,004		6,183505092	12,17656012	18,36006521	0,898479467	2,269107081	0,808744993	0,726640771	40,70840851	48,10499305
0,006		6,417571209	12,17656012	18,59413133	0,91656791	2,928434816	0,847143047	0,776464132	60,57026619	50,81963146
0,008		6,203432881	12,17656012	18,379993	0,929999447	3,649707707	0,874702732	0,813473058	72,6674915	53,16142453

m (kg/s)	Intensitas (Watt/m ²)	S	η		f	Q _{loss}	U _{L thermo}
			thermo	ensur			
0,002	431	325,8929186	0,318168255	0,314997652	0,088668192	45,69596851	10,52544817
0,004		325,8929186	0,587387547	0,381007498	0,057634325	27,65304752	6,653811552
0,006		325,8929186	0,823232547	0,425242153	0,039408085	11,84685227	3,501355941
0,008		325,8929186	0,917793042	0,443184653	0,029925515	5,509462666	2,016821914
0,002	575	434,5241432	0,235914393	0,345210007	0,088668192	68,27813911	14,25321876
0,004		434,5241432	0,420515841	0,424734949	0,057634325	51,78228676	11,62329023
0,006		434,5241432	0,663730856	0,441498135	0,039408085	30,0487683	7,252876985
0,008		434,5241432	0,757846307	0,450251012	0,029925515	21,6386795	6,503244657
0,002	719	543,1553679	0,192341209	0,370887264	0,088668192	90,21479067	18,20908522
0,004		543,1553679	0,364446936	0,430665751	0,057634325	70,99072937	14,39917745
0,006		543,1553679	0,542262611	0,454968878	0,039408085	51,12887169	10,67018976
0,008		543,1553679	0,650564479	0,475934063	0,029925515	39,03164639	9,809343027

LAMPIRAN 5
Properties Fluida Kerja

TABEL PROPERTIES (Re)

Tf (K)	P (kg/m³)	Cp (J/kgK)	μ (N.s/m²)	v (m²/s)	k (W/mK)	α (m²/s)	Pr
312	1,121464	1007,48	1,903E-05	1,71E-05	0,027188	2,43E-05	0,70532
311,25	1,12396	1007,45	1,899E-05	1,7E-05	0,027133	2,42E-05	0,705425
310,5	1,126456	1007,42	1,896E-05	1,69E-05	0,027077	2,41E-05	0,70553
309,375	1,1302	1007,375	1,89E-05	1,68E-05	0,026994	2,39E-05	0,705688
312,3125	1,120424	1007,493	1,904E-05	1,71E-05	0,027211	2,43E-05	0,705276
311,05	1,124626	1007,442	1,898E-05	1,7E-05	0,027118	2,41E-05	0,705453
311,125	1,124376	1007,445	1,899E-05	1,7E-05	0,027123	2,41E-05	0,705443
311,2085	1,124098	1007,448	1,899E-05	1,7E-05	0,027129	2,42E-05	0,705431
312,7915	1,11883	1007,512	1,906E-05	1,72E-05	0,027247	2,44E-05	0,705209
312,0625	1,121256	1007,483	1,903E-05	1,71E-05	0,027193	2,43E-05	0,705311
312,04417	1,121317	1007,482	1,903E-05	1,71E-05	0,027191	2,43E-05	0,705314
311,53925	1,122997	1007,462	1,9E-05	1,71E-05	0,027154	2,42E-05	0,705385

TABEL PROPERTIES (Ra)

T cg-abs	ρ (kg/m³)	Cp (J/kgK)	μ (N.s/m²)	ν (m²/s)	k (W/mK)	α (m²/s)	Pr
327,4995	1,069882	1008,1	1,98E-05	1,87E-05	0,028335	2,66E-05	0,70315
326,2085	1,074178	1008,048	1,97E-05	1,85E-05	0,028239	2,64E-05	0,703331
321,505	1,089831	1007,86	1,95E-05	1,81E-05	0,027891	2,57E-05	0,703989
316,7984	1,105495	1007,672	1,93E-05	1,76E-05	0,027543	2,5E-05	0,704648
329,9167	1,061837	1008,197	1,99E-05	1,89E-05	0,028514	2,69E-05	0,702812
329,094	1,064575	1008,164	1,98E-05	1,88E-05	0,028453	2,68E-05	0,702927
328,4583	1,066691	1008,138	1,98E-05	1,88E-05	0,028406	2,67E-05	0,703016
322,0553	1,088	1007,882	1,95E-05	1,81E-05	0,027932	2,58E-05	0,703912
331,2917	1,057261	1008,252	1,99E-05	1,9E-05	0,028616	2,71E-05	0,702619
330,6167	1,059508	1008,225	1,99E-05	1,9E-05	0,028566	2,7E-05	0,702714
329,0669	1,064665	1008,163	1,98E-05	1,88E-05	0,028451	2,68E-05	0,702931
323,8611	1,08199	1007,954	1,96E-05	1,83E-05	0,028066	2,6E-05	0,703659

TABEL PROPERTIES (Ra)

T amb-cg	ρ (kg/m³)	Cp (J/kgK)	μ (N.s/m²)	ν (m²/s)	k (W/mK)	α (m²/s)	Pr
313.375	1.116888	1007.535	1.91E-05	1.72E-05	0.02729	2.45E-05	0.705128
312.8335	1.11869	1007.513	1.91E-05	1.72E-05	0.02725	2.44E-05	0.705203
310.616	1.12607	1007.425	1.9E-05	1.7E-05	0.027086	2.41E-05	0.705514
308.0069	1.134753	1007.32	1.88E-05	1.67E-05	0.026893	2.37E-05	0.705879
314.5	1.113144	1007.58	1.91E-05	1.73E-05	0.027373	2.46E-05	0.70497
314.7565	1.11229	1007.59	1.92E-05	1.74E-05	0.027392	2.47E-05	0.704934
315.125	1.111064	1007.605	1.92E-05	1.74E-05	0.027419	2.47E-05	0.704883
311.347	1.123637	1007.454	1.9E-05	1.7E-05	0.02714	2.42E-05	0.705411
315.3472	1.110325	1007.614	1.92E-05	1.74E-05	0.027436	2.48E-05	0.704851
314.75	1.112312	1007.59	1.92E-05	1.74E-05	0.027392	2.47E-05	0.704935
313.6458	1.115987	1007.546	1.91E-05	1.73E-05	0.02731	2.45E-05	0.70509
311.0555	1.124607	1007.442	1.9E-05	1.7E-05	0.027118	2.41E-05	0.705452

LAMPIRAN 6

Data Pendukung

Parameter	Nilai	Satuan
L absorber	0,08631	m
A absorber	0,15536	m ²
P cg	0,9	m
A cg	0,027	m ²
A duct	1275	m m ²
A fin	300	m m ²
A prisma	0,0054	m ²
A obs	389,5	m m ²
A isolasi	0,027	m ²
A total	0,15536	mm ²
A base	0,027	mm ²
A eff fin	0,01109	mm ²
t segitiga fin	3	mm
4 Ac	2342	m m ²

Parameter	Nilai	Satuan
P	299,046	mm
Dh	0,00783	m
Tebal styro	0,03	m
Tebal triplek	0,005	m
g	9,8	m/ s ²

Parameter	Nilai
σ	5,67E-08
F 1-3	0,826352
F 12-3	0,51382
F 1-4	0,826352
F 12-4	3,962496
τ_{cg}	0,85
α_{abs}	0,88
ε_{cg}	0,8
ε_{abs}	0,99

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Dari penelitian yang telah dilakukan pada kolektor surya *v-corrugated absorber plate* dengan penambahan *obstacle* dan *fin* berbentuk prisma segitiga dapat ditarik kesimpulan sebagai berikut:

1. Berdasarkan hasil simulasi numerik, *fin* berbentuk prisma segitiga yang paling optimum adalah *fin* dengan ketebalan 3mm dan jarak terhadap *obstacle* sebesar 0.5ℓ dengan beda temperatur 8,91 Kelvin dan penurunan tekanan sebesar 479,99 Pascal.
2. Dari hasil eksperimen, didapatkan $Q_{\text{usethermo}}$ paling tinggi pada laju aliran massa sebesar 0.008 kg/s dengan intensitas radiasi 719 Watt/m² yakni 72,67 Watt. Sedangkan $Q_{\text{usethermo}}$ paling rendah pada laju aliran massa sebesar 0.002 kg/s dengan intensitas radiasi 431 Watt/m² yakni 21,32 Watt.
3. Nilai U_L tertinggi dicapai pada laju aliran massa 0,002 kg/s dengan intensitas radiasi 719 Watt/m² sebesar 18,21 Watt/m²K sedangkan nilai U_L terendah dicapai pada laju aliran massa 0,008 kg/s dengan intensitas radiasi 431 Watt/m² yaitu 2,02 Watt/m²K.
4. Efisiensi paling tinggi yakni 91,77% dicapai pada laju aliran massa 0,008 kg/s dengan intensitas radiasi sebesar 431 Watt/m² dan efisiensi paling rendah yakni 19,23% dicapai pada laju aliran massa 0,002 kg/s dengan intensitas radiasi sebesar 719 Watt/m².
5. Penurunan tekanan berbanding lurus dengan penambahan *Reynold Number*. Penurunan tekanan paling kecil dicapai pada *Reynold number* 1200,19 yakni 10 Pascal sedangkan penurunan tekanan paling besar ada pada *Reynold number* 3043,68 yakni 54 Pascal.

5.2 Saran

Demi kesempurnaan penelitian tugas akhir ini, ada beberapa masukan untuk penelitian selanjutnya, yaitu:

1. *Blower* yang digunakan sebaiknya jenis hisap agar aliran udara lebih stabil.
2. Studi lebih lanjut perilaku lampu halogen sebagai pengganti radiasi matahari (*artificial sun*).
3. Mempelajari karakteristik penggunaan kaca biasa dan *tempered glass* dan pengaruh lebar celah antara plat penyerap dan kaca penutup serta jarak lampu terhadap kaca.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Priyanto, Unggul. 2015. *Outlook Energi Indonesia*. Jakarta: Pusat Pengembangan Sumber Daya Energi.
- [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] Karim, Md Azharul and M.N.A Hawladerb. 2004. *Performance Investigation of Flat-Plate, V-Corrugated and Finned Air Collectors*. Australia: University of Melbourne, Victoria.
- [5] Arieffani, Febry. 2010. Studi Simulasi Numerik dan Eksperimental Unjuk Kerja Kolektor Surya V-Groove Absorber 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. Bandung: Penerbit Informatika.
- [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] Kulkarni, K., Arshad Afzal, and Kwang-Yong Kim. 2015. *Multi-objective Optimization of Solar Air Heater with Obstacles Absorber Plate*. Republic of Korea: Inha University, Incheon.
- [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



Clarissa Suroso lahir di Balikpapan, 18 Desember 1994. Merupakan anak ketiga dari 3 bersaudara pasangan Suroso Kasini dan Rusmini Jasmadi. Pendidikan formal yang ditempuh adalah SD Negeri 031 Balikpapan (2000-2006), SMP Negeri 1 Balikpapan (2006-2009), dan SMA Negeri 1 Balikpapan (2009-2012). Sejak remaja, penulis sangat tertarik dengan bidang teknik khususnya migas. Oleh karena itu, penulis melanjutkan perkuliahan di jurusan Teknik Mesin Institut

Teknologi Sepuluh Nopember yang terdaftar dengan NRP 2112100013.

Semasa kuliah, penulis aktif mengikuti berbagai macam kegiatan untuk mengembangkan *soft skill* nya, penulis tergabung dalam organisasi Mesin Music Club dalam Divisi Internal dan menjadi Bendahara pada tahun selanjutnya. Penulis juga aktif sebagai Asistem Praktikum Perpindahan Panas dan Massa, serta aktif dalam banyak kepanitiaan yang diselenggarakan jurusan Teknik Mesin. Penulis memilih bidang studi Konversi Energi sebagai bahasan Tugas Akhir dengan topik Energi Surya di bawah bimbingan Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichسانی, M.Eng.

Jika ada informasi, pertanyaan maupun saran yang ingin disampaikan kepada penulis dapat melalui email berikut, clarissasuroso@gmail.com