



UNIVERSITAS INDONESIA

**APLIKASI NANO FLUIDA PADA HEAT PIPE DENGAN
WICK SCREEN MESH DAN SINTERED POWDER**

TESIS

**Diajukan sebagai salah satu syarat untuk memperoleh gelar Magister Teknik
(M.T)**

WAYAN NATA SEPTIADI

0906496245

**FAKULTAS TEKNIK
DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
DEPOK
JANUARI 2011**

PERNYATAAN ORISINALITAS

Tesis ini adalah hasil karya saya sendiri, dan semua sumber baik yang dikutip maupun dirujuk telah saya nyatakan dengan benar.

Nama : Wayan Nata Septiadi

NPM : 0906496245

Tanda Tangan :

Tanggal : 3 Januari 2011

HALAMAN PENGESAHAN

Tesis ini diajukan oleh :
Nama : Wayan Nata Septiadi
NPM : 0906496245
Departemen : Teknik Mesin
Judul Tesis : **Aplikasi Nano Fluida pada Heat Pipe dengan
Wick Screen Mesh dan Sintered Powder.**

Telah berhasil dipertahankan di hadapan Dewan Penguji dan diterima sebagai bagian persyaratan yang diperlukan untuk memperoleh gelar Magister Teknik pada Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknik, Universitas Indonesia.

DEWAN PENGUJI

Pembimbing : Prof. Dr-Ing Nandy Putra ()
Penguji : Dr. Ir Danardono AS. ()
Dr. Ir. Engkos A. Kosasih, MT ()
Prof. Dr. rer.nat.Rosari Saleh ()

Ditetapkan di : Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknik Universitas Indonesia
Kampus Baru UI - Depok

Tanggal : 3 Januari 2011

KATA PENGANTAR

Puji syukur saya panjatkan kepada Tuhan Yang Maha Esa, karena atas berkat dan rahmat-Nya lah akhirnya tesis ini dapat saya selesaikan. Penulisan proposal seminar tesis ini dilakukan dalam rangka untuk memenuhi syarat untuk dapat maju ke sidang tesis sebagai syarat untuk mencapai gelar Magister Teknik pada Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Indonesia. Penulis menyadari bahwa tulisan ini masih banyak kekurangan oleh karena itu kritik dan saran yang bersifat konstruktif sangat penulis harapkan dari berbagai pihak.

Dalam kesempatan ini penulis juga ingin mengucapkan terima kasih kepada pihak-pihak yang telah banyak membantu:

1. Prof. Dr-Ing Nandy Putra, selaku dosen pembimbing yang telah menyediakan banyak waktu, tenaga dan pikiran untuk mengarahkan saya dalam penyusunan proposal seminar tesis ini.
2. Departemen Riset dan Pengabdian Masyarakat dalam penyediaan dana melalui hibah pasca sarjana 2010.
3. Orang tua dan keluarga saya yang telah memberikan bantuan dan dukungan baik material maupun moral.
4. Sahabat yang telah banyak membantu dalam penyusunan dan penyelesaian proposal seminar tesis ini.

Akhir kata saya berharap Tuhan Yang Maha Esa berkenan membalas segala kebaikan semua pihak yang telah membantu.

Depok, Januari 2011

Penulis,

HALAMAN PERNYATAAN PERSETUJUAN PUBLIKASI
TUGAS AKHIR UNTUK KEPENTINGAN AKADEMIS

Sebagai sivitas akademik Universitas Indonesia, saya yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama : Wayan Nata Septiadi

NPM : 0906496245

Departemen : Teknik Mesin

Fakultas : Teknik

Jenis Karya : Tesis

Demi pengembangan ilmu pengetahuan, menyetujui untuk memberikan kepada Universitas Indonesia **Hak Bebas Royalti Noneksekutif** (*Non Royalty-Free Right*) atas karya ilmiah saya yang berjudul:

” Aplikasi Nano Fluida pada Heat Pipe dengan Wick Screen Mesh dan Sintered Powder”

Beserta perangkat yang ada (jika diperlukan). Dengan Hak Bebas Royalti Noneksekutif ini Universitas Indonesia berhak menyimpan, mengalihmedia/format-kan, mengelola dalam bentuk pangkalan data (*database*), merawat dan mempublikasikan tugas akhir saya selama tetap mencantumkan nama saya sebagai penulis/pencipta dan sebagai pemilik Hak Cipta.

Demikian pernyataan ini saya buat dengan sebenarnya.

Dibuat di : Depok

Pada Tanggal : 3 Januari 2011

Yang menyatakan,

Wayan Nata Septiadi

ABSTRAK

Nama : Wayan Nata Septiadi
Departemen : Teknik Mesin
Judul : **Aplikasi Nano Fluida pada Heat Pipe dengan Wick Screen Mesh dan Sintered Powder.**

Fluks kalor yang dihasilkan oleh peralatan elektronik khususnya *Computer Processor Unit* (CPU) terus mengalami peningkatan seiring dengan dibutuhkannya kecepatan yang tinggi dalam sistem tersebut. Generasi panas yang dihasilkan oleh CPU mulai meningkat tajam pada generasi Pentium-IV yang dapat menghasilkan panas hingga 30 Watt. Generasi setelah Pentium-IV sampai dengan sekarang menghasilkan panas lebih dari 35 Watt bahkan mencapai 130 Watt serta dimensi dari CPU didesain semakin kecil. Penggunaan media pendingin guna mereduksi *flux* panas dari CPU sangat diperlukan agar sistem tersebut dapat bekerja secara optimal. *Heat pipe* memiliki potensi yang sangat baik untuk dipergunakan sebagai media pendingin pada CPU. Dalam hal ini nano fluida digunakan sebagai fluida kerja pada *heat pipe* dengan *wick screen mesh* dan *sintered powder* tembaga. Fluida nano yang digunakan merupakan pencampuran antara partikel nano masing-masing (Al_2O_3 , TiO_2 dan ZnO) dengan masing-masing fluida dasar air dan ethyleneglycol. Partikel nano yang digunakan memiliki ukuran diameter rata-rata 20 nm dan nano fluida dibuat pada konsentrasi 1% sampai dengan 5% fraksi volume. Hasil pengujian *heat pipe* dengan *wick screen mesh* menunjukkan pemakaian nano fluida sebagai fluida dapat mereduksi temperatur pada bagian evaporator sebesar 33.26°C dan 30.13°C untuk pemakaian nano fluida Al_2O_3 -air dan TiO_2 -air dibandingkan dengan pemakaian air sebagai fluida kerja dan hambatan termal terendah terjadi pada *heat pipe* pada daerah evaporator sampai dengan daerah kondensor dengan pemakaian fluida kerja nano Al_2O_3 -air 5 % yaitu $0.763^\circ\text{C}/\text{Watt}$ dan untuk hambatan termal antara daerah evaporator sampai dengan adiabatik mencapai $0.27^\circ\text{C}/\text{Watt}$. Kinerja dari *heat pipe wick screen mesh* pada pemakaian fluida nano Al_2O_3 -air 5 % lebih baik dibandingkan dengan pemakaian fluida konvensional dimana mampu mereduksi temperatur hingga 26.99°C pada $Q=10$ Watt serta kinerja dari *heat pipe* dengan pemakaian fluida nano Al_2O_3 -air 5 % sebagai fluida kerja lebih baik lagi pada *heat pipe wick sintered powder* yaitu mampu mereduksi temperatur pada bagian evaporator hingga 28.8°C pada $Q=10$ Watt serta hasil foto SEM menunjukkan pelapisan permukaan *wick screen mesh* dan *sintered powder* pada pemakaian fluida nano sebagai fluida kerja pada *heat pipe* sangat tipis serta aglomerasi yang terjadi pada sudut-sudut *screen* dan *sintered powder* sangat kecil sehingga struktur dan homogenisasi dari *screen* tidak berubah. Hal ini mengindikasikan bahwa fluida nano dapat digunakan sebagai fluida pengganti dari fluida konvensional.

Kata kunci: Heat pipe, Nano Fluida, Perpindahan kalor, screen mesh, sintered powder.

ABSTRACT

Name : Wayan Nata Septiadi
Department : Mechanical Engineering
Title : **Application of Nanofluids in Screen Mesh and Sintered Powder Wick Heat Pipe.**

The heat flux generated by electronic equipment, particularly CPU, is increasing due to the need of faster speed system. In Pentium IV generation, heat generated by CPU started to sky rocketed up to 30 Watt. Since then, the heat generated has been more than 30 watt, even up to 130 watt, and the dimension/size of CPU has been designed to be smaller and smaller. The application of cooling media to reduce the heat flux is crucial so that the CPU can function at its optimum performance. Heat pipe is such a potential device to work as a cooling media for CPU. It has been experimentally proved that nanofluids enhance the conductivity of base fluid. An investigation has been perform to compare the thermal resistant of nanofluids Al_2O_3 -water, Al_2O_3 -ethyleneglycol, TiO_2 -water, TiO_2 -ethyleneglycol and Zn-ethylene glycol which were applied on sintered metal powder and screen mesh wick heat pipes. The concentration of nano particles was also varied as 1% to 5% to the volume of base fluid. For comparison, heat pipes with water and ethyleneglycol as the working fluids, respectively, also were also tested in both wick heat pipes. A heat pipe with 8 mm of diameter and 200 mm of length was tested using 10, 15 and 20 Watt heat loaded and cooled at constant temperature. It was found that the bigger the concentration of nano particles in nanofluids the lower the thermal resistance which is $0,763\text{ }^{\circ}C/Watt$. The maximum concentration of Al_2O_3 -water vol. 5% in order to achieve best performance, the use of Al_2O_3 -water can reduce the temperature of evaporator at average $\pm 33.26\text{ }^{\circ}C$ and TiO_2 -water can reduce the temperature at average $\pm 30.13\text{ }^{\circ}C$ compared to that of water as a working fluid. The use of nanofluid in heat pipe resulted in the formation of coating on the screen surface which originally from the element of nano particles; however, the thin coating shows no significant effect to the wick and the performance of heat pipe.

Keyword : Heat pipe, Nano-fluids, Heat flux, screen mesh wick.

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
PERNYATAAN ORISINALITAS	ii
HALAMAN PENGESAHAN	iii
KATA PENGANTAR	iv
HALAMAN PERNYATAAN PERSETUJUAN PUBLIKASI	v
ABSTRAK INDONESIA	vi
ABSTRAK INGGRIS	vii
DAFTAR ISI	viii
DAFTAR GAMBAR	xi
DAFTAR TABEL	xv
BAB 1 PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Permasalahan	6
1.3 Tujuan Penelitian	6
1.4 Batasan Masalah	7
BAB 2 TEORI PENUNJANG	8
2.1 <i>Heat Pipe</i>	8
2.2 Faktor-faktor yang Mempengaruhi Kinerja <i>Heat Pipe</i>	12
2.2.1 <i>Fluida Kerja Heat Pipe</i>	12
2.2.2 Struktur Kapilaritas (<i>wick</i>) pada <i>Heat Pipe</i>	14
2.2.2.1 <i>Wick Heat Pipe</i> yang Homogen	17
2.2.2.2 <i>Wick Heat Pipe</i> yang Tidak Homogen	19
2.2.2.3 Konduktivitas Termal <i>Wick</i> pada <i>Heat Pipe</i>	19
2.2.2.4 Pendidihan dari Permukaan <i>wick</i>	21
2.2.2.5 Hambatan Panas pada <i>wick Heat Pipe</i>	22
2.2.2.6 Panjang dan Diameter <i>Heat Pipe</i>	24
2.2.2.7 Mekanisme Operasional <i>Heat Pipe</i> dengan <i>Porous Wick</i> .	24
2.2.2.8 Perubahan Fase untuk Aliran Fluida <i>Heat Pipe</i>	26

2.2.2.9 Batasan Perpindahan Panas pada <i>Heat Pipe</i> dengan <i>Porous Wick</i>	29
2.3 Prosedur dalam Pembuatan <i>Heat Pipe</i>	30
2.3.1 Persediaan Fluida Kerja	30
2.3.2 <i>Priming</i>	32
2.3.3 <i>Sonic Limit</i> dan <i>Entrainment Limit</i>	32
2.4 Porous Media	33
2.4.1 Porositas	33
2.4.2 Permeabilitas	35
2.4.3 Penurunan Tekanan pada Porous Media	35
2.5 Fluida Nano	36
2.5.1 Metode Pembentukan Fluida Nano	38
2.5.1.1 Stabilitas Termal	38
2.5.1.2 Pendispersian pada Berbagai Media	49
2.5.1.3 Kompabilitas dan Manipulasi secara Kimia	40
2.5.2 Konduktivitas Termal dari Fluida Nano-Oksida	40
2.5.3 Pengaruh beberapa Parameter Terhadap Konduktivitas Termal Fluida Nano	43
2.5.4 Konveksi Natural Fluida Nano	44
2.5.5 Konveksi Paksa Fluida Nano	45
2.5.6 Perpindahan Panas pada Fluida Nano Aliran Turbulen	47
2.6 <i>Pool Boiling</i>	48
2.6.1 Gelembung Nuklesiasi dan Proses Timbulnya Pendidihan Nukleat	48
2.6.2 <i>Film Boiling</i>	48
2.6.3 Fluks Panas Kritis <i>Pool Boiling</i>	49
BAB 3 METODOLOGI PENELITIAN	52
3.1 Persiapan Fluida Nano	52
3.2 Rancangan <i>Heat Pipe</i>	59
3.3 Proses Pengisian Fluida Kerja	63
3.4 Skematik Pengujian	63

3.5 Pengamatan <i>Wick Screen Mesh</i> Pasca Pemakaian Fluida Kerja Nano ..	66
BAB 4 HASIL DAN PEMBAHASAN	68
4.1 Kinerja <i>Heat Pipe</i>	68
4.1.1 Distribusi Temperatur pada <i>Heat Pipe</i>	68
4.1.2 Efek Konsentrasi dan Jenis Fluida Nano Terhadap Lalu Perpindahan Panas pada <i>Heat Pipe</i>	76
4.1.3 Perbandingan Kinerja <i>Heat Pipe Wick Screen Mesh, wish sintered powder</i> dan <i>Heat Pipe</i> Komersial	79
4.1.4 Hambatan Termal pada <i>Heat Pipe</i>	82
4.2 Kondisi <i>wick screen mesh</i> pasca Operasional <i>Heat Pipe</i>	86
4.3 Kondisi <i>wick sintered powder</i>	93
BAB 5 KESIMPULAN	97
5.1 Kesimpulan	97

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

DAFTAR GAMBAR

<i>Gambar 2.1</i>	<i>Skema Mekanisme Hantaran Panas pada Heat Pipe</i>	11
<i>Gambar 2.2</i>	<i>Merit Number untuk pemilihan fluida kerja heat pipe</i>	14
<i>Gambar 2.3</i>	<i>Batasan untuk transfer panas pada heat pipe</i>	16
<i>Gambar 2.4</i>	<i>Struktur wick pada heat pipe</i>	16
<i>Gambar 2.5</i>	<i>Struktur wick model Fabian</i>	17
<i>Gambar 2.6</i>	<i>Efek pengaruh permukaan yang halus dan permukaan yang berupa mesh terhadap transfer panas</i>	22
<i>Gambar 2.7</i>	<i>Loop panas-elektrik gaya kapilaritas dan perubahan tekanan dalam heat pipe dengan porous wick</i>	25
<i>Gambar 2.8</i>	<i>Skematik heat pipe dengan porous wick</i>	27
<i>Gambar 2.9</i>	<i>Flow chart untuk perancangan heat pipe</i>	31
<i>Gambar 2.10</i>	<i>Priming factor untuk pemilihan fluida kerja</i>	32
<i>Gambar 2.11</i>	<i>Pengaruh porosititas terhadap perpindahan kalor pada heat pipe</i>	34
<i>Gambar 2.12</i>	<i>Publikasi artikel fluida nano</i>	37
<i>Gambar 2.13</i>	<i>Sistem metastabil dari partikel nano</i>	39
<i>Gambar 2.14</i>	<i>Skematik dari inti dan sel partikel nano</i>	40
<i>Gambar 2.15</i>	<i>Grafik perbandingan temperature untuk beberapa konsentrasi nano</i>	42
<i>Gambar 2.16</i>	<i>Konduktivitas termal nano Al_2O_3-air</i>	43
<i>Gambar 2.17</i>	<i>Pengaruh fraksi volume terhadap konduktivitas termal fluida nano</i>	44
<i>Gambar 2.18</i>	<i>Pengaruh diameter terhadap termal konduktivitas efektif fluida nano</i>	44
<i>Gambar 2.19</i>	<i>Kurva boiling</i>	51
<i>Gambar 3.1</i>	<i>Pembuatan fluida nano dengan ultrasonic processor dan pendinginan dengan thermostatic circulating bath</i>	53

<i>Gambar 3.2</i>	<i>Foto TEM Al₂O₃, TiO₂ dan ZnO</i>	53
<i>Gambar 3.3</i>	<i>Sedimentasi ZnO-air sesaat setelah proses missing</i>	54
<i>Gambar 3.4</i>	<i>Nano fluida Al₂O₃-air</i>	55
<i>Gambar 3.5</i>	<i>Nano Fluida Al₂O₃-ethyleneglycol</i>	55
<i>Gambar 3.6</i>	<i>Nano fluida TiO₂-ethyleneglycol</i>	55
<i>Gambar 3.7</i>	<i>Nano fluida TiO₂-air</i>	56
<i>Gambar 3.8</i>	<i>Nano fluida ZnO-ethyleneglycol</i>	56
<i>Gambar 3.9</i>	<i>Peningkatan konduktivitas termal Al₂O₃-air dan TiO₂-air pada variasi volume</i>	58
<i>Gambar 3.10</i>	<i>Peningkatan konduktivitas termal Al₂O₃-ethyleneglycol, TiO₂-ethyleneglycol dan ZnO-ethyleneglycol pada variasi volume</i>	59
<i>Gambar 3.11</i>	<i>Screen mesh stainless steel</i>	60
<i>Gambar 3.12</i>	<i>Wick screen mesh stainless steel 4 layer</i>	60
<i>Gambar 3.13</i>	<i>Foto SEM wick screen mesh stainless steel 4 layer axial</i>	60
<i>Gambar 3.14</i>	<i>Foto SEM wick screen mesh stainless steel 4 layer arah radial</i>	60
<i>Gambar 3.15</i>	<i>Powder tembaga</i>	61
<i>Gambar 3.16</i>	<i>Rancangan heat pipe</i>	61
<i>Gambar 3.17</i>	<i>Proses sintering wick powder Cu</i>	62
<i>Gambar 3.10</i>	<i>Heat pipe wick screen mesh dan sintered powder</i>	62
<i>Gambar 3.19</i>	<i>Pengisian fluida kerja heat pipe</i>	63
<i>Gambar 3.20</i>	<i>Skematik pengujian</i>	63
<i>Gambar 3.21</i>	<i>Posisi Thermocouple</i>	64
<i>Gambar 3.22</i>	<i>Pemotongan heat pipe untuk pengambilan sampel wick screen mesh</i>	67
<i>Gambar 3.23</i>	<i>Sampel uji wick screen mesh</i>	67
<i>Gambar 4.2</i>	<i>Distribusi temperature heat pipe, fluida kerja air dan nano Al₂O₃-air pada Q= 10 watt</i>	70
<i>Gambar 4.3</i>	<i>Distribusi temperature heat pipe, fluida kerja air dan nano Al₂O₃-air pada Q= 15 watt</i>	71

<i>Gambar 4.4</i>	<i>Distribusi temperature heat pipe, fluida kerja air dan nano Al₂O₃-air pada Q= 30 watt</i>	71
<i>Gambar 4.5</i>	<i>Distribusi temperature heat pipe, fluida kerja air</i>	72
<i>Gambar 4.6</i>	<i>Distribusi temperature heat pipe, fluida kerja Al₂O₃-air 5%</i>	73
<i>Gambar 4.7</i>	<i>Distribusi temperature heat pipe, fluida kerja air, ethyleneglycol dan fluida nano 5 % dan Q 20 watt</i>	74
<i>Gambar 4.8</i>	<i>Distribusi temperature heat pipe, fluida kerja Al₂O₃-air dan pembebanan (Q) 10 watt pada variasi diameter heat pipe</i>	76
<i>Gambar 4.9</i>	<i>Efek dari konsentrasi nano fluida Al₂O₃-air terhadap HTC evaporator</i>	79
<i>Gambar 4.10</i>	<i>Efek dari jenis nano fluida terhadap HTC evaporator</i>	79
<i>Gambar 4.11</i>	<i>Distribusi temperatur pada heat pipe dengan fluida kerja Al₂O₃-air dan pembebanan 10 Watt pada variasi wick</i>	80
<i>Gambar 4.12</i>	<i>Struktur wick pada heat pipe komersial</i>	81
<i>Gambar 4.13</i>	<i>Struktur wick sintered powder tembaga</i>	81
<i>Gambar 4.14</i>	<i>Struktur wick screen mesh</i>	81
<i>Gambar 4.15</i>	<i>Hambatan termal diantara evaporator dan daerah kondensor, fluida kerja air dan Al₂O₃-air</i>	82
<i>Gambar 4.16</i>	<i>Hambatan termal diantara evaporator dan daerah kondensor, fluida kerja air dan nano-air</i>	84
<i>Gambar 4.17</i>	<i>Hambatan termal diantara evaporator dan daerah adiabatik, fluida kerja air dan nano-air</i>	84
<i>Gambar 4.18</i>	<i>Hambatan termal pada fluida kerja heat pipe dengan pembebanan (Q) 20 watt</i>	85
<i>Gambar 4.19</i>	<i>Screen mesh sebelum digunakan</i>	86
<i>Gambar 4.20</i>	<i>Analisis EDAX screen mesh</i>	87
<i>Gambar 4.21</i>	<i>Wick screen mesh pasca operasional heat pipe dengan fluida kerja nano Al₂O₃-air</i>	88
<i>Gambar 4.22</i>	<i>Analisa EDAX wick screen mesh pasca pemakaian fluida</i>	88

	<i>kerja nano Al₂O₃-air</i>	
Gambar 4.23	<i>Wick screen mesh pasca operasional heat pipe dengan fluida kerja nano Al₂O₃-ethyleneglycol</i>	89
Gambar 4.24	<i>Analisa EDAX wick screen mesh pasca pemakaian fluida kerja nano Al₂O₃-ethyleneglycol</i>	89
Gambar 4.25	<i>Wick screen mesh pasca operasional heat pipe dengan fluida kerja nano TiO₂-air</i>	90
Gambar 4.26	<i>Analisa EDAX wick screen mesh pasca pemakaian fluida kerja nano TiO₂-air</i>	90
Gambar 4.27	<i>Wick screen mesh pasca operasional heat pipe dengan fluida kerja nano TiO₂-ethyleneglycol</i>	91
Gambar 4.28	<i>Analisa EDAX wick screen mesh pasca pemakaian fluida kerja nano TiO₂-ethyleneglycol</i>	91
Gambar 4.29	<i>Wick screen mesh pasca operasional heat pipe dengan fluida kerja nano ZnO-ethyleneglycol</i>	92
Gambar 4.30	<i>Analisa EDAX wick screen mesh pasca pemakaian fluida kerja nano ZnO-ethyleneglycol</i>	92
Gambar 4.31	<i>Foto TEM wick sintered powder heat pipe sebelum pemakaian fluida nano</i>	94
Gambar 4.32	<i>EDAX sintered powder wick tembaga sebelum pemakaian fluida nano</i>	94
Gambar 4.33	<i>Foto TEM wick sintered powder heat pipe setelah pemakaian fluida nano Al₂O₃-air Vol.5%</i>	95
Gambar 4.34	<i>EDAX sintered powder wick tembaga setelah pemakaian fluida nano Al₂O₃-air Vol.5%</i>	95
Gambar 4.35	<i>Wick sintered powder heat pipe produksi laboratorium</i>	96

DAFTAR TABEL

<i>Tabel 2.1</i>	<i>Fluida Kerja Heat Pipe</i>	12
<i>Tabel 3.1</i>	<i>Variasi partikel nano dan fluida dasar</i>	52
<i>Tabel 3.2</i>	<i>Nilai rata-rata pengukuran konduktivitas termal nano fluida dan fluida dasar</i>	57
<i>Tabel 3.3</i>	<i>Nilai rasio konduktivitas termal nano fluida</i>	57
<i>Tabel 4.1</i>	<i>Temperature pada beberapa titik heat pipe dengan fluida kerja air dan Al₂O₃-air pada 10 Watt</i>	68
<i>Tabel 4.2</i>	<i>Temperature pada beberapa titik heat pipe dengan fluida kerja air dan Al₂O₃-air pada 15 Watt</i>	68
<i>Tabel 4.3</i>	<i>Temperature pada beberapa titik heat pipe dengan fluida kerja air dan Al₂O₃-air pada 20 Watt</i>	69

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Komputer yang ditemukan oleh Dr. Ian Flaming pada tahun 1904 dalam bentuk tabung electron merupakan cikal bakal dari perkembangan teknologi perkomputeran saat ini [1]. Berawal dari penemuan tersebut beberapa perusahaan seperti *ENIAC (Electronic Numerical Integrator & Computer)*, *EDSAC (Electronic Discrete Storage Automatic Calculator)*, *IBM (International Business Machine)*, dan *Intel Corporation* dari tahun ke tahun terus melakukan pembaharuan dan inovasi terhadap kecepatan, kinerja dan dimensi dari computer khususnya *processor* [2]. Prosesor kemudian dikembangkan ke dalam bentuk *micro processor*, dimana memiliki kecepatan dan kinerja yang lebih baik dari sebelumnya. *MPU (Micro Processing Unit)* merupakan komponen yang paling banyak menghasilkan panas dan membutuhkan daya input yang paling besar dibandingkan dengan komponen lain [3].

Generasi *MPU (Micro Processing Unit)* merupakan generasi Pentium yang dimulai pada tahun 1995 sampai pada tahun 2002. Pada generasi ini panas yang dihasilkan oleh prosesor cukup besar yakni 5 sampai dengan 6 Watt pada generasi pertama atau Pentium pro (tahun 1995 s.d 1996) [3]. Pada tahun 1997 sampai dengan 1999 kinerja prosesor ditingkatkan lagi sehingga muncul generasi pentium II dan dan Pentium III, dimana panas yang dihasilkan disini mencapai 20 sampai dengan 25 Watt. Panas yang dihasilkan prosesor kembali

mengalami peningkatan pada generasi Pentium IV pada tahun 2000 sampai tahun 2002 yakni mencapai 30 Watt. Peningkatan kinerja dan kecepatan prosesor tidak berhenti sampai disana, inovasi terus dilakukan guna mendapatkan kinerja dan kecepatan proses yang lebih tinggi. Prosesor generasi sekarang menghasilkan panas lebih dari 35 Watt.

Flux panas yang dihasilkan oleh prosesor tersebut berpengaruh sangat besar terhadap kinerja prosesor jika tidak ditangani secara optimal. Untuk bisa mencapai kemampuan operasi yang optimal dengan tingkat kehandalan yang tinggi maka *flux* panas pada prosesor harus dapat direduksi secara maksimal. Penanganan terhadap *flux* panas juga telah dilakukan sejak lama. Berbagai metode telah dikembangkan untuk dapat menangani permasalahan *flux* panas yang dihasilkan oleh prosesor. Metode yang pertama digunakan adalah metode pendingin dengan model *heat-sink* dimana media pendingin disini adalah media pemindah panas yang terbuat dari logam berbentuk sirip-sirip dimana panas yang direduksi dari prosesor dibuang ke lingkungan dengan cara konveksi melalui sirip-sirip tersebut [4]. Metode ini kemudian dikembangkan menjadi metode pendinginan udara, yakni metode *heat-sink* pada generasi pertama dikembangkan dengan menambahkan *fan* pada *heat-sink*. Hal ini tidak memberikan solusi yang maksimal karena masih terjadi kesulitan pada pembuangan panas dari *fan*. Selanjutnya dikembangkan model pendingin menggunakan cairan pendingin baik air ataupun *refrigerant* dimana metode ini merupakan pendinginan dengan kotak yang berisi cairan dan bilah-bilah *heat-sink* untuk menyerap kalor dari prosesor, saluran fluida masuk dan keluar berupa

selang yang dihubungkan dengan reservoir penampung tempat panas di buang melalui cairan yang didinginkan menggunakan *fan*. Metode ini juga belum memberikan solusi yang tepat karena masalah kebocoran, dimensi dan adanya daya tambahan untuk mensirkulasikan cairan pendingin serta pemasangan yang cukup rumit.

Sejalan dengan perkembangan teknologi prosesor masalah teknologi pendingin tetap menjadi hambatan yang selalu ada dimana teknologi pendingin yang ada tidak mampu mengatasi *flux* panas yang dihasilkan oleh prosesor maupun mikro prosesor. Pada tahun 1995 telah dikembangkan mikro *heat pipe heat-sink* (μ HPS) konvensional yang penggunaannya hanya terbatas pada *notebook*. Penggunaan *heat pipe* dalam pendinginan komponen elektronik khususnya prosesor menjadi salah satu solusi alternatif guna menyerap kalor yang dihasilkan. Salah satu faktor untuk meningkatkan kinerja *heat pipe* adalah fluida kerja [5]. Dari perkembangan *nano technology* dan *heat transfer* banyak hal yang telah dilakukan untuk memperoleh transfer panas yang lebih baik. Nandy Putra [6] telah melakukan pengembangan potensi fluida nano sebagai fluida kerja alternatif. Disamping itu Nandy Putra [7-9] juga telah melakukan penelitian mengenai konveksi alami pada fluida nano, karakteristik pendidihan pada fluida nano, pendidihan fluida nano pada pipa berdiameter kecil dimana semuanya menyatakan nano fluida memiliki sifat transfer panas yang lebih baik. Shung-Weng Kang [10] juga telah melakukan penelitian mengenai efek dari konsentrasi nanofluida pada kinerja panas *heat pipe* mendapatkan hasil bahwa konsentrasi nano partikel pada fluida dasar dapat

meningkatkan kinerja *heat pipe*. Kyu Hyung Do et al [11] melakukan penelitian terhadap hambatan termal dari *wick screen mesh* pada *heat pipe* dengan fluida nano Al_2O_3 -air dimana hasilnya fraksi volume 3% pada nano fluida Al_2O_3 dengan fluida dasar air dapat meningkatkan kinerja *heat pipe* secara signifikan yaitu mereduksi panas pada *evaporator* hingga 40%. Hambatan panas antara daerah *evaporator* sampai dengan daerah adiabatik lebih kecil pada fluida nano dengan fraksi volume 3%. Paisarn Naphon [12] meneliti efisiensi termal dari *heat pipe* dengan fluida kerja nano titanium, hasilnya menggambarkan bahwa efisiensi transfer panas dari *heat pipe* meningkat dengan penambahan persentase volume nano partikel pada fluida dasar, yakni dengan fraksi volume 0.1% efisiensi *heat pipe* meningkat 10.6%. Zhen Hua Liu [13] meneliti mengenai penerapan fluida nano CuO dengan fluida dasar air pada *heat pipe* dengan *mesh* horizontal, dimana hasilnya bahwa dengan fluida nano CuO 1% panas yang mampu diserap oleh *heat pipe* meningkat hingga 42% dan hambatan kalor menurun hingga 60%. Siok Pil Jang et al [14] mengkaji mengenai pengaruh berbagai parameter terhadap konduktivitas termal fluida nano, dimana konduktivitas termal fluida nano dipengaruhi oleh fraksi volume, ukuran dari partikel nano dan temperatur kerja. J Koo melakukan pengamatan terhadap aliran laminar fluida nano pada mikro *heat-sink* dimana dalam penelitian ini diperoleh bahwa Prandtl number yang tinggi didapatkan pada fraksi volume yang rendah $1 \leq \alpha_d \leq 4 \%$ dengan ukuran nano partikel rata-rata $D=20 \text{ nm}$ [15]. S. M. You [16] melakukan penelitian mengenai pengaruh dari partikel nano pada *flux* panas kritis perpindahan panas air mendidih, pada penelitian ini

didapatkan bahwa dengan peningkatan konsentrasi fluida nano maka *flux* panas kritis juga akan meningkat. Sang M. Kwark [17] juga telah melakukan penelitian mengenai karakteristik pendidihan dari fluida nano konsentrasi rendah dimana hasilnya adalah bahwa terdapat lapisan kecil pada proses penyerapan panas oleh fluida nano dimana ini merupakan lapisan pelindung dari nano partikel dalam proses pendidihan. Lapisan ini akan merubah karakteristik dari permukaan panas sehingga secara signifikan meningkatkan *flux* panas kritis dari proses pendidihan. Beberapa eksperimen yang telah dilakukan menyatakan bahwa fluida nano dapat meningkatkan konduktivitas termal dan memiliki kemampuan transfer panas yang baik dibandingkan dengan cairan konvensional lain.

Sebenarnya *heat pipe* sudah diperkenalkan oleh Gaugler [5,18] pada tahun 1942 sebagai suatu cara pemecahan masalah pendingin piranti elektronik khususnya CPU diyakini dapat memberikan suatu solusi yang lebih baik dibandingkan dengan sistem pendingin pada umumnya. Konsep utama dari *heat pipe* yakni melibatkan dua tahap perpindahan panas yang dapat mentransfer panas dalam jumlah yang sangat besar.

Dengan adanya fluida nano yang memiliki sifat metastabil dan sifat termal yang lebih baik serta dengan adanya konsep *heat pipe* yang memiliki kemampuan transfer panas yang lebih baik dari pendingin elektronik konvensional maka penulis berkeinginan untuk merancang dan melakukan suatu penelitian terhadap *heat pipe* dengan mengintegrasikan *multi layer wick* dan fluida nano sebagai

fluida kerja yang dapat digunakan dalam mengatasi permasalahan *flux* panas yang terjadi pada mikro prosesor (MPU).

1.2 Permasalahan

Bertitik tolak dari latar belakang diatas, maka timbul beberapa permasalahan, antara lain:

1. Apakah fluida nano dapat digunakan sebagai fluida kerja pada *heat pipe* yang diaplikasikan pada pendingin piranti elektronik khususnya *micro processor*?
2. Jenis partikel nano dengan fluida dasar apa yang paling optimal digunakan sebagai fluida kerja *heat pipe*?
3. Bagaimana pengaruh fluida nano terhadap struktur *wick screen mesh* dan *sintered powder* serta terhadap kinerja *heat pipe*?

1.3 Tujuan Penelitian

Penulis memiliki beberapa tujuan yang hendak dicapai dalam penelitian ini:

1. Merancang *heat pipe* yang memiliki kemampuan sangat baik dengan pengintegrasian antara bentuk *wick screen mesh* dan *sintered powder* serta fluida nano sebagai fluida kerja.
2. Mengetahui pengaruh konsentrasi (fraksi volume) fluida nano terhadap kinerja *heat pipe*.
3. Mengetahui apakah terjadi endapan pada *wick screen mesh* dan *sintered powder* serta pengaruhnya terhadap struktur *wick screen mesh* dan

sintered powder heat pipe pada pemakaian fluida nano sebagai fluida kerja.

1.4 Batasan Masalah

Dalam pelaksanaan penelitian ini penulis memberikan beberapa batasan masalah, antara lain:

1. *Heat pipe* dibuat dari pipa tembaga berdiameter 6 mm, 8 mm dan 10 mm dengan tebal 0.56 mm.
2. Panjang *heat pipe* masing-masing adalah 200 mm kecuali untuk diameter 8 mm dibuat juga dengan panjang 300 mm dan 400 mm.
3. *Wick heat pipe* dibuat dari *screen 200 mesh* berdiameter $\pm 56,5 \mu\text{m}$ dengan jumlah anyaman 67,416 per mm dan dengan *powder* tembaga (*Cu*) $63 \mu\text{m}$.
4. Nano fluida yang digunakan adalah campuran antara partikel alumina Al_2O_3 , TiO_2 dan ZnO berukuran 20 nm dengan fluida dasar air dan *ethyleneglycol*.
5. Nano fluida dibuat pada fraksi volume (konsentrasi) 1%, 2%, 3%, 4% dan 5%.
6. Konduktivitas termal dari nano fluida diukur dengan menggunakan KD_2 decagon.
7. Penelitian sebatas pada pengkajian sedimentasi nano fluida, kemampuan *heat pipe* dalam mereduksi temperatur pada bagian evaporator, hambatan termal dari *heat pipe* serta pengamatan terhadap struktur *wick* sebelum dan setelah pemakaian nano fluida.

BAB 2

TEORI PENUNJANG

2.1 Heat Pipe

Heat pipe adalah sebuah teknologi penghantaran panas dengan menggunakan pipa berukuran tertentu yang berisi cairan khusus sebagai penghantar panas dari ujung yang panas ke ujung lain sebagai pendingin [19]. Pipa tersebut biasanya terbuat dari bahan aluminium, tembaga atau tembaga berlapis nikel [20-21]. Konsep *heat pipe* pertama kali ditemukan oleh R.S Gougler [22,23] dari General motor Corporation, Ohio, USA. Dipatenkan pada tanggal 21 Desember 1942 dan publikasikan oleh US Patent no 2350348 pada 6 Juni 1944. *Heat pipe* digambarkan sebagai aplikasi yang diterapkan dalam sistem refrigerasi. Menurut Gougler tujuan dari penemuan ini adalah untuk mengatasi permasalahan pada penyerapan panas atau dengan kata lain penguapan fluida cair pada titik tertentu dimana transfer panas terjadi tanpa penggunaan energi tambahan dalam mensirkulasikan fluida kerja. *Heat pipe* seperti yang disebutkan oleh Gougler [24] didalam patennya tidak dapat dikembangkan tanpa tahapan-tahapan patent tersebut, karena *heat pipe* yang dikembangkan saat itu hanya sesuai dengan teknologi yang ada pada waktu itu. Disamping itu, *heat pipe* diterapkan hanya untuk mencari solusi pada pemecahan masalah khususnya permasalahan termal pada *General Motor Corporation*.

Patent dari Grover [25] diajukan atas nama USA *Atomic Energy Commision* pada tahun 1963, dengan nama "*heat pipe*". Hal ini bertujuan untuk menjelaskan perangkat dasar dari *heat pipe* yang dipatentkan oleh Gougler.

Grover mengatakan bagaimanapun juga bahwa suatu eksperimental yang dilakukan terhadap *heat pipe* dengan menggabungkan *wire mesh wick* dan *sodium* sebagai fluida kerja, hal ini harus tetap mencakup analisa secara teoritis. Dalam hal ini *litium* dan silver juga digunakan sebagai fluida kerja dari *heat pipe*.

Selama tahun 1967 dan 1968, beberapa artikel sains telah diterbitkan pada beberapa media cetak dan banyak diantaranya berasal dari US. Ini menunjukkan bahwa semakin meluasnya area aplikasi *heat pipe* untuk pendingin elektronik, AC, *engine* dan lain-lain [26-28]. Ini terungkap dengan berkembangnya *heat pipe* yang lebih fleksibel dan memiliki ukuran yang lebih kecil. Satu hal yang harus ditekankan pada *heat pipe* adalah bahwa *heat pipe* memiliki konduktivitas termal lebih bagus dibandingkan dengan konduktivitas termal benda padat seperti tembaga [26-28]. *Heat pipe* dengan fluida kerja air dan *wick* sederhana memiliki konduktivitas efektif yang nilainya lebih tinggi beberapa ratus kali dari batang tembaga dengan dimensi yang sama. Penelitian di Laboratorium Los Alamos dilakukan secara berkesinambungan pada tingkat lebih lanjut khususnya pada aplikasi di satelit, peluncuran pertama *heat pipe* berlangsung tahun 1967 [26-28].

Saat ini teori dari *heat pipe* telah mengalami perkembangan yang cukup baik, hal ini didasari sebagian besar oleh karya Cotter yang juga bekerja di Los Alamos. Keaktifannya pada Laboratorium di United States dan Ispra yakni melakukan tinjauan yang sangat penting mengenai teori dan aplikasi dari *heat pipe* [26-28]. Cheung telah menuangkan aspirasinya pada lebih dari 80 paper teknik terkait dengan pengembangan *heat pipe*. Dia telah mampu menunjukkan bahwa *heat pipe* mampu beroperasi pada waktu yang lama (9000 jam) pada

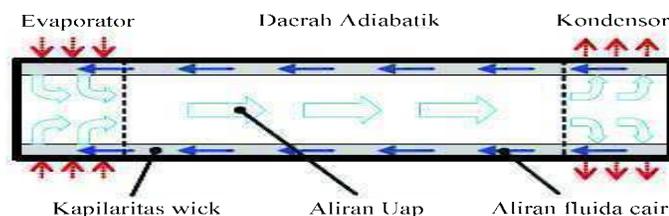
temperatur 1500°C dan itu telah didemonstrasikan. Dia juga telah mendemonstrasikan bahwa *heat pipe* mampu mentransfer *flux* panas sebesar 7 kW/cm^2 .

Pada tahun 1968, Busse [39] menulis dalam sebuah paper yang berisi rangkuman perjalanan *heat pipe* di Eropa, dan perlu dicatat bahwa Laboratorium Ispra di Euratom masih berfokus pada aktivitas di Eropa. Laboratorium yang lain yang memiliki kontribusi yang sama diantaranya, *Brown Boveri, Karlsruhe Nuclear Research Centre, Institut für Kernenergie, Stuttgart Grenoble Nuclear Research Centre*. Program penelitian tersebut mengkaji sebagian besar pada kinerja *heat pipe* dengan menggunakan logam cair sebagai fluida kerja serta pengukuran *flux* panas maksimum ke arah aksial dan radial. Aspek teoritis dari batas perpindahan panas juga dibahas. Kita juga melihat hasil dari studi awal pada bagian terpisah dari *heat pipe* contohnya pengembangan *wick*, faktor yang mempengaruhi efektifitas dari *evaporator* dalam mentransfer panas dan pengaruh kinerja *heat pipe* akibat gas yang tidak terkondensasi.

Pada tahun 1969, dilakukan sebuah penelitian di perusahaan Kisha Seizo Kaisha Jepang, mengenai instalasi pemanas udara dengan menggunakan beberapa *heat pipe*. Pemindah panas jenis *heat pipe* ini sangat diminati karena sangat bagus dalam hal konservasi energi dan keramahannya terhadap lingkungan. Hal ini karena *heat pipe* dapat digunakan untuk mengambil kembali panas buangan dari gas buang dan dapat diterapkan pada mesin pendingin pada industri dan rumah tangga. [30]. Pada tahun 1990, perusahaan Eropa mengeluarkan aturan untuk mensuplai *heat pipe* dari dalam negeri dan luar Eropa. Dan hal ini dilakukan

dengan sangat cepat. *Alcatel Space* [31], menggunakan penelitian awal mereka terhadap *aksial heat pipe* dan hasilnya kinerja dari *heat pipe* cukup bagus. Pada saat yang bersamaan, Astrium menjadi penggagas pada *capillary pumped fluid loop system* untuk teknologi French tentang pesawat ruang angkasa yang disebut STENTOR. *Capillary pumped loop* digunakan oleh NASA pada Teleskop Hubble dan pesawat ruang angkasa pada Desember 2001.

Sekarang *heat pipe* digunakan juga untuk mendinginkan sebuah laptop, consol game, dan beberapa piranti komputer lainnya yang menghasilkan *flux* panas cukup besar seperti VGA, *chipset mainboard* dan bahkan *chipset memory* [32]. Mekanisme penghantaran panas pada *heat pipe* dilakukan melalui tiga daerah hantaran yaitu, *evaporator*, *adiabatic area* dan *condensor* serta struktur *wick* dimana cairan diuapkan oleh daerah *evaporator* pada keadaan *vapour* melewati daerah adiabatik mencapai daerah kondensor [23]. Uap dilepaskan pada daerah kondensor sehingga uap mengalami kondensasi dan cairan mengalir menuju daerah *evaporator* kembali melalui daya kapilaritas *wick*. Walaupun *heat pipe* dapat secara berkesinambungan menghantarkan panas ke daerah kondensor, proses ini akan berlanjut selama ada tekanan kapiler yang cukup untuk membawa cairan kembali ke daerah *evaporator* [33]. Skematik aliran pada *heat pipe* silinder diperlihatkan pada gambar 2.1 di bawah:



Gambar 2.1 Skema Mekanisme Hantaran Panas pada Heat Pipe [33]

2.2 Faktor-Faktor yang Mempengaruhi Kinerja *Heat Pipe*

Masaru Oomi [3] mengatakan bahwa terdapat beberapa komponen standar dari suatu *heat pipe* dan faktor-faktor yang mempengaruhi, yakni:

2.2.1 Fluida Kerja *Heat Pipe*

Pertimbangan pertama dalam menentukan fluida kerja yang akan digunakan di dalam *heat pipe* adalah rentang temperatur penguapan dari fluida tersebut dan beberapa fluida kerja pada rentang temperatur uapnya diperlihatkan pada tabel 2.1 di bawah ini:

Tabel 2.1 Fluida kerja *heat pipe* [34]

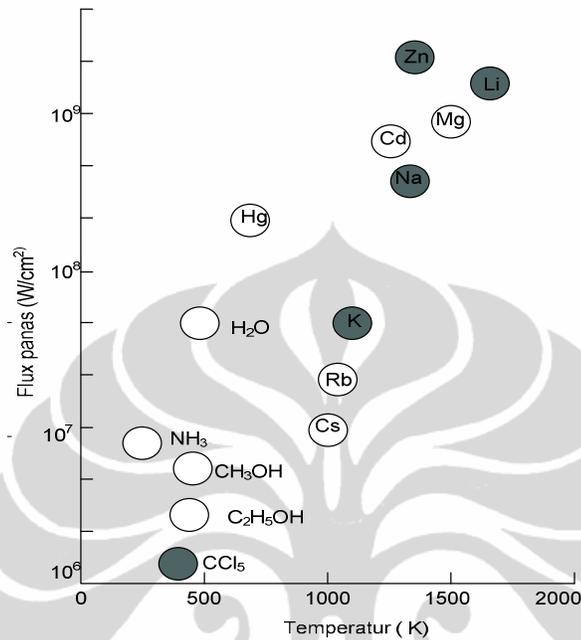
Media/Fluida	Titik lebur (°C)	Titik didih (°C)	Kisaran rentang (°C)
Helium	-271	-261	-271 sampai dengan -261
Nitrogen	-210	-196	-210 sampai dengan -196
Amonia	-78	-33	-78 sampai dengan -33
Pentane	-130	28	-130 sampai dengan 28
Acetone	-95	57	-95 sampai dengan 57
Methanol	-98	64	-98 sampai dengan 64
Ethanol	-112	78	-112 sampai dengan 78
Heptane	-90	98	-90 sampai dengan 98
Water	0	100	0 sampai dengan 100
Toluene	-95	110	-95 sampai dengan 110
Mercury	-39	361	-39 sampai dengan 361
Caesium	29	670	29 sampai dengan 670
Potassium	62	774	62 sampai dengan 774
Sodium	98	892	98 sampai dengan 892
Lithium	179	1340	179 sampai dengan 1340
Silver	960	2212	960 sampai dengan 2212

Karakteristik dari cairan yang bertugas mentransfer panas dari sumber panas ke bagian pendingin merupakan salah satu faktor utama untuk menentukan kualitas pendinginan *heat pipe*. Beberapa hal yang perlu

diperhatikan dalam pemilihan cairan sebagai fluida kerja untuk *heat pipe* adalah [34, 35] :

1. Kompatibilitas dengan material *heat pipe*, terdapat cairan tertentu yang dapat merusak material *heat pipe* sehingga *heat pipe* harus didesain untuk menggunakan material tertentu.
2. Kestabilan suhu cairan akan mempengaruhi proses penguapan pada cairan tersebut. Pada cairan tertentu dapat menguap pada suhu tertentu juga, pada saat suhu cairan sudah mencapai titik penguapan maka uap panas tersebut akan mengalir pada bagian pendinginan.
3. Keterbatasan dari material pipa dan *wick* pada *heat pipe*.
4. Tekanan uap yang dihasilkan tidak terlalu tinggi agar cairan tersebut dapat bekerja kembali pada suhu normalnya dan dapat kembali ke bagian penyerapan panas untuk menyerap panas kembali.
5. Panas laten yang tinggi.
6. Konduktivitas cairan yang tinggi sehingga penyerapan dapat berlangsung cepat dengan aliran uap cairan yang minimal sehingga penyerapan panas oleh cairan dapat berlangsung secara bergantian.
7. Viskositas uap.
8. Tegangan permukaan yang tinggi.
9. Fluida kerja masuk dalam rentang temperatur uap yang diinginkan.

Dalam penentuan suatu fluida kerja dari *heat pipe* ada juga yang disebut dengan *Merit number*. *Merit number* untuk pemilihan fluida kerja dapat dilihat pada gambar 2.2 berikut:



Gambar 2.2 Merit number untuk pemilihan fluida kerja heat pipe [36]

Merit number (M) dapat dirumuskan secara matematika sebagai berikut:

$$M = \frac{\rho_1 \sigma_1 L}{\mu_1} \quad (2.1)$$

2.2.2 Struktur kapilaritas (*wick*) pada *heat pipe*

Wick merupakan struktur kapilaritas atau arteri yang berfungsi sebagai saluran balik dari fluida kerja pada daerah kondensor menuju ke daerah evaporator melalui bagian adiabatik [37]. Dalam hal ini batasan operasional dari *wick* pada *heat pipe* dapat digambarkan melalui hambatan termal dari *heat pipe* tersebut. Adapun hambatan termal dari *heat pipe* dapat dirumuskan melalui persamaan 2.2 [38]:

$$R = \frac{T_{panas} - T_{dingin}}{\dot{Q}} \quad (2.2)$$

Pemilihan struktur *wick* untuk *heat pipe* tergantung dari banyak faktor, salah satunya ialah terkait dengan propertis dari fluida kerja. Dalam hal ini tujuan utama dari *wick* adalah untuk menghasilkan tekanan kapiler guna mengalirkan fluida kerja kembali dari daerah kondensor menuju daerah *evaporator*. Disamping itu pula *wick* harus mampu mendistribusikan cairan yang ada disekitar *evaporator* ke daerah dimana panas diterima pada *evaporator*. Dalam hal ini kita membutuhkan dua fungsi *wick* dimana cairan kondensasi harus dikembalikan dalam jarak yang cukup panjang dengan tekanan gravitasi sama dengan nol.

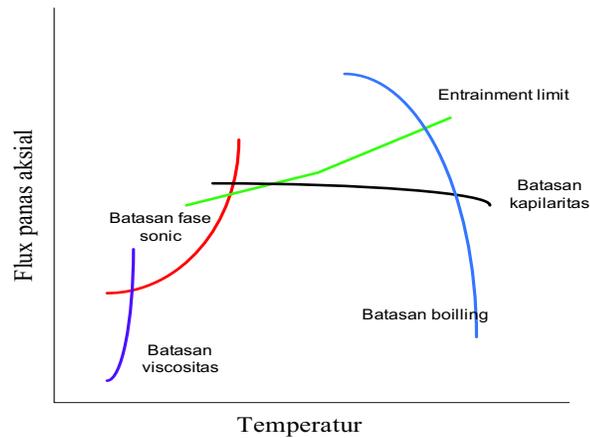
Agar *heat pipe* dapat beroperasi dengan tekanan kapilaritas yang maksimal, maka $\Delta P_{c \max}$ harus lebih besar daripada penurunan tekanan total di dalam *heat pipe* tersebut. Penurunan tekanan tersebut dapat dipengaruhi oleh 3 hal antara lain:

1. Penurunan tekanan ΔP_1 , yang mana mengharuskan fluida kerja kembali dari daerah kondensor ke daerah *evaporator*.
2. Penurunan tekanan ΔP_v , diperlukan untuk mengalirkan uap dari daerah *evaporator* menuju daerah kondensor.
3. Tekanan dari pengaruh gravitasi ΔP_g , dimana dapat bernilai negatif, positif atau nol tergantung dari kecenderungan dari posisi *heat pipe*.

Kondisi ini dapat dinyatakan dalam bentuk persamaan matematika, yakni [39]:

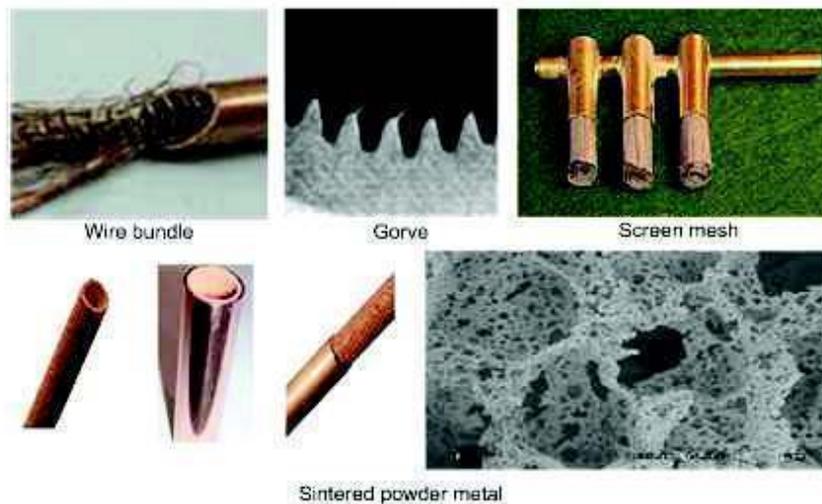
$$\Delta P_{c \max} \geq \Delta P_1 + \Delta P_v + \Delta P_g \quad (2.3)$$

Jika kondisi ini tidak dapat terpenuhi maka *wick* akan mengalami kekeringan pada bagian *evaporator* dan *heat pipe* tidak dapat beroperasi. Batasan operasional dari *wick* pada *heat pipe* terlihat pada gambar 2.3:



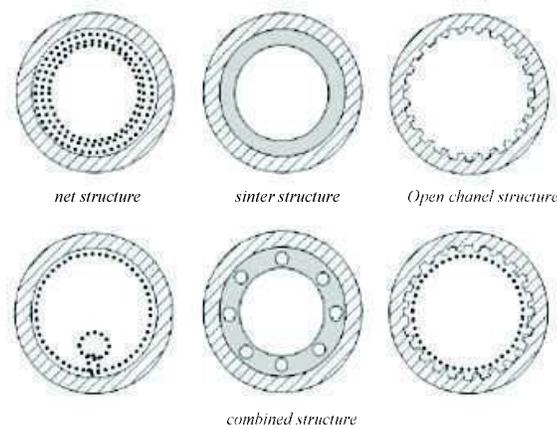
Gambar 2.3 Batasan untuk transfer panas pada heat pipe [23]

Terdapat empat jenis struktur *wick* secara umum yakni: *screen mesh*, *wire bundle*, *grove* dan *sintered powder metal*.



Gambar 2.4 Struktur wick pada heat pipe [40]

Jenis struktur tersebut dapat mempengaruhi aliran uap panas cairan dari bagian penyerap panas ke bagian pendinginan. Desain kapilaritas memiliki kelebihan dan kekurangan masing-masing tergantung pada desain *heat pipe*. Fabian Korn [41] juga menambahkan beberapa bentuk struktur *wick* diantaranya; *net structure*, *sinter structure*, *open chanel structure* dan *combined structure* seperti terlihat pada gambar 2.5



Gambar 2.5 Struktur wick model Fabian [41]

2.2.2.1 Wick heat pipe yang homogen

Jika ε adalah fraksi dari void (bagian yang kosong) dari *wick* maka luasan total dari daerah aliran A_f , dirumuskan dengan [42]:

$$A_f = A\varepsilon = \pi(r_w^2 - r_v^2)\varepsilon \quad (2.4)$$

dimana r_w dan r_v adalah jari-jari luar dan dalam dari *wick* pada *heat pipe*. Jika r_c adalah jari-jari efektif dari pori-pori *wick* maka persamaan Hagen-Poiseuille dapat dituliskan melalui persamaan:

$$\dot{m} = \frac{\pi(r_w^2 - r_v^2)\varepsilon r_c^2 \rho_1}{8\mu_1} \frac{\Delta P_1}{l_{eff}} \quad (2.5)$$



1.2.2.4.1 Mesh

Reyleigh [49] menerapkan suatu persamaan untuk menghitung konduktivitas termal efektif dari *mesh* dengan aray yang seragam. Persamaan tersebut mengadopsi fraksi volume pada fase padat dan konduktivitas dari fluida dan bahan *wick*.

$$k_w = \left(\frac{\beta - \varepsilon}{\beta + \varepsilon} \right) k_1 \quad (2.20)$$

dimana

$$\beta = \left(1 + \frac{k_s}{k_1} \right) / \left(1 - \frac{k_s}{k_1} \right) \quad (2.21)$$

1.2.2.4.2 Sintered wicks

Maxwed [50] merumuskan suatu persamaan untuk menghitung konduktivitas termal efektif dari *wick sintered powder*. Adapun rumusan untuk menghitung konduktivitas termal efektif adalah:

$$k_w = k_s \left[\frac{2 + \frac{k_1}{k_s} - 2\varepsilon \left(1 - \frac{k_1}{k_s} \right)}{2 + \frac{k_1}{k_s} + 2\varepsilon \left(1 - \frac{k_1}{k_s} \right)} \right] \quad (2.22)$$

2.2.2.5.3 Grooved wick

Joy dan Egger serta Serkiz [51, 52] merekomendasikan bahwa hambatan termal dari *heat pipe* yang menggunakan *groove wick* bahwa konduktifitas termal efektifnya terjadi di dekat sirip panas atau paling dekat dengan daerah *evaporator*. Hal ini dirumuskan melalui persamaan matematis 2.23:

$$\frac{\Delta T}{Q} = \frac{a}{k_s N f l_e} + \frac{1}{4 k_1 N l_e} + \frac{1}{h_e \pi b N l_e} \quad (2.23)$$

1.2.2.5 Panjang dan diameter heat pipe

Tekanan antara kondensor dan *evaporator* dibuat berbeda agar suhu panas dapat mengalir dari tempat sumber panas ke tempat pendinginan. Diameter dan panjang *heat pipe* mempengaruhi aliran panas tersebut. Diameter yang besar memungkinkan aliran uap panas dapat mengalir dengan cepat ke bagian pendingin karena luas area penghantaran yang besar. Ukuran panjang *heat pipe* yang pendek akan lebih cepat dalam mendisipasi panas ketika *heat pipe* tidak dipengaruhi oleh gravitasi karena waktu yang diperlukan oleh uap untuk kembali ke bentuk cairan seperti semula lebih cepat [23,34].

1.2.2.6 Mekanisme operasional *heat pipe* dengan *porous wick*.

Mekanisme aliran fluida kerja *heat pipe* dengan *porous wick* atau pori-pori *kapiler wick* dapat dinyatakan sebagai gaya kapilaritas dimana gaya ini merupakan gaya penggerak yang mengakibatkan fluida kerja bisa bersirkulasi dengan mengatasi perbedaan tekanan dari aliran fluida dan uap akibat gravitasi [54]. Kondisi operasional dari *heat pipe* dengan *porous wick* dapat dinyatakan:

$$\Delta p_{total} = \Delta p_{kapilaritas} > \sum_{i=n} \Delta p_i \quad (2.24)$$

dimana $\Delta p_{kapilaritas}$ adalah tekanan kapilaritas, Δp_i penurunan tekanan disepanjang siklus media kerja ($i = 1, 2, 3, \dots, n$).

Gaya kapilaritas dapat dihitung melalui persamaan Young-Laplace:

$$\Delta p_{kapilaritas} = p_v - p_l = \frac{2\sigma \cos\theta}{r} \quad (2.25)$$

















































diperhatikan efek tambahan berupa perpindahan panas secara radiasi yang sangat tinggi dari permukaan pemanas melalui film boiling tersebut ($\geq 1000^\circ\text{C}$). Bromley [73] telah menggunakan pendekatan pertama yang dikembangkan oleh Nusselt mengenai boiling untuk memprediksi koefisien perpindahan panas pada *film boiling* pada tabung horizontal:

$$h_{fb} = 0.62 \left[\frac{k_g^3 \rho_g \Delta p_g}{D \mu_g \Delta T} (h_{fg} + 0.4 C_{pg} \Delta T) \right]^{1/4} \quad (2.76)$$

dimana ΔT merupakan perbedaan temperatur antara dinding atau permukaan pemanas dan temperatur saturasi.

Dalam hal ini perlu penentuan kondisi batas dari koefisien perpindahan panas $h(z)$ pada jarak z diatas permukaan mulai dari terbentuknya *film boiling*, dimana dapat dinyatakan dengan:

$$\frac{h(z)z}{k_g} = \left(\frac{z^3 g \rho_g (p_j - p_g) \dot{z}_{fg}}{4 k_g \mu_g \Delta T} \right)^{1/4} \quad (2.77)$$

dimana;

$$Pr^* = \frac{\mu_g \dot{z}_{fg}}{k_g \Delta T} \quad (2.78)$$

dan

$$Gr^* = \left(\frac{z^3 g \rho_g (p_j - p_g)}{\mu_g^2} \right) \quad (2.79)$$

$$Nu_z = \frac{h(z)z}{k_g} \quad (2.80)$$

$$Nu_z = C Pr^* Gr^{*1/4} \quad (2.81)$$

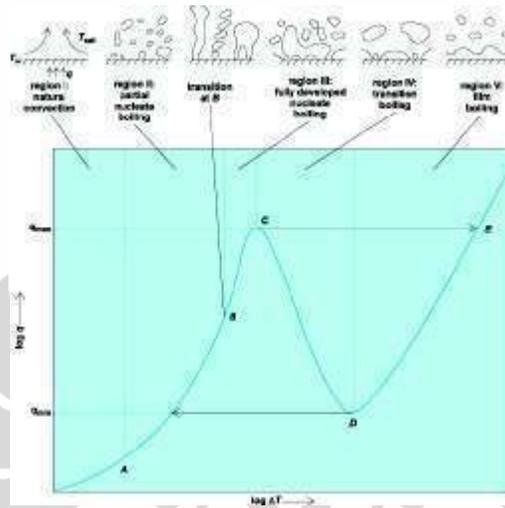
2.6.3 Flux panas kritis *pool boiling*

Batas atas dari *flux* kalor pada proses perpindahan kalor pendidihan yang tercapai setelah penguapan cairan yang terjadi di sekitar dinding yang dipanaskan

berakhir disebut *flux* kalor kritis (*critical heat flux*, CHF) [74]. Terjadiya CHF ketika cairan sudah tidak mampu lagi membasahi permukaan yang dipanaskan (*heated surface*). Ketiadaan kontak antara cairan dengan permukaan yang dipanaskan menyebabkan terjadinya pergeseran rejim didih, dari rejim didih inti langsung menjadi rejim didih film tanpa terbentuknya proses pada rejim didih tansisi, dimana hasilnya akan menghasilkan penurunan yang sangat drastis pada koefisien perpindahan kalornya. Mekanisme perpindahan rejim didih inti ke rejim didih film yang terjadi secara mendadak pada suatu sistem yang diberikan masukan energi secara konstan (*heat control*) akan mengarah pada kenaikan secara tiba-tiba temperatur dinding yang terjadi berlebihan dan dapat menyebabkan kerusakan struktur material dari benda panas, proses ini dikenal dengan istilah *burn-out* (gosong). Berdasarkan uraian tersebut patut dipikirkan, bahwa persoalan CHF merupakan hal yang sangat penting terkait dengan keselamatan pengoperasian suatu sistem yang melibatkan pembangkitan kalor yang tinggi seperti pembangkit listrik tenaga nuklir.

Proses pendidihan memang sudah sejak lama dipelajari, dipopulerkan oleh **Nukiyama** pada tahun 1934 [75]. Eksperimennya dilakukan pada kasus pendidihan kolam (*pool boiling*). Didih kolam adalah proses di mana suatu benda panas direndam di dalam suatu cairan (dalam hal ini, air) yang volumenya lebih besar dari benda panas dan dalam kondisi diam. Gerak relatif dari uap yang dihasilkan dan cairan disekitar dekat permukaan pemanasan terutama disebabkan oleh efek daya apung uap itu sendiri. Namun demikian, sebagian besar cairan pada dasarnya tetap diam. Selanjutnya Farber dan Scora [75] menerapkan hukum

Newton tentang pendinginan, dimana koefisien perpindahan panas, h , digunakan untuk menandai rentang proses pendidihan yang terjadi pada kasus didih kolom, dimana kurva didihnya (*boiling curve*) dapat dilihat pada gambar berikut:



Gambar 2. 19 kurva boiling [76]

BAB 3

METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Persiapan fluida nano

Nano fluida dibuat menggunakan partikel nano Al_2O_3 , TiO_2 dan ZnO dengan fluida dasar air (H_2O) dan *ethyleneglycol* ($\text{C}_2\text{H}_6\text{O}_2$). Ukuran partikel nano adalah 20 nm ditunjukkan melalui foto TEM (*Transmission Electron Microscopy*) seperti pada gambar 3.2. Dalam pembuatan fluida nano ini dipergunakan metode dua langkah, yakni partikel nano didispersikan pada fluida dasar dengan *ultrasonic processor* pada intensitas 100% selama 60 menit. Partikel nano didispersikan pada *ultrasonic processor* untuk mencapai larutan fluida nano yang homogenik, dimana persebarannya seragam dan stabil. Selanjutnya fluida nano tersebut didinginkan pada temperatur konstan 27°C pada *thermostatic circulating bath* seperti terlihat pada gambar 3.1.

Table 3.1. Variasi partikel nano dan fluida dasar

Partikel nano	Fluida dasar
Aluminum Oxide (Al_2O_3)	air (H_2O)
Aluminum Oxide (Al_2O_3)	Ethyleneglycol ($\text{C}_2\text{H}_6\text{O}_2$)
Titanium Oxide (TiO_2)	air (H_2O)
Titanium Oxide (TiO_2)	Ethyleneglycol ($\text{C}_2\text{H}_6\text{O}_2$)
Zinc Oxide (ZnO)	Ethyleneglycol ($\text{C}_2\text{H}_6\text{O}_2$)

Fluida nano dibuat dalam lima konsentrasi (fraksi volume), yaitu 1%, 2%, 3%, 4% dan 5% pada 100 ml larutan nano. Kuantitas dari alumina partikel nano ditentukan dengan formula fraksi volume [50]:

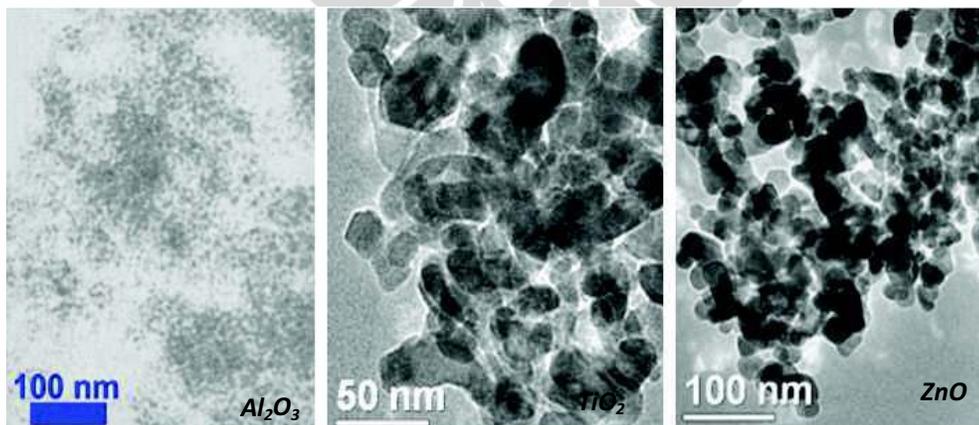
$$\% \text{ vraksi volume} = \frac{\frac{W_G}{\rho_G}}{\frac{W_G}{\rho_G} + \frac{W_{\text{fluida dasar}}}{\rho_{\text{fluida dasar}}}} \quad (3.1)$$

$$\frac{1-\omega}{\omega} \cdot \frac{\rho_p}{\rho_o} = \frac{1-\varphi}{\varphi} \quad (3.2)$$

$$\rho_{nf} = \left(\frac{1-\omega}{\rho_o} + \frac{\omega}{\rho_p} \right)^{-1} \quad (3.3)$$



Gambar 3.1 Pembuatan Fluida Nano dengan Ultrasonic Processor dan pendinginan dengan thermostatic circulating bath



Gambar3.2 (a) Foto TEM Al_2O_3 , TiO_2 dan Zno [76]















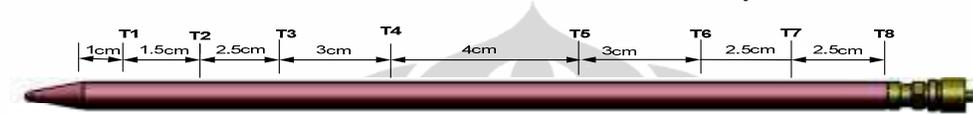






Keterangan:

- | | |
|----------------------------------|---|
| 1. Thermostatic Circulating bath | 6. Casis NI cDAQ-9172 + module NI 9211 |
| 2. Flowmeter | 7. Unit Komputer + Software Labview 8.5 |
| 3. Reservoir | 8. DC Power supply |
| 4. Heat pipe | 9. Isolator Polyurethan |
| 5. Heater | |



Gambar 3.21 Posisi Thermocouple

Pada gambar 3.20 dapat dilihat skema pengujian *heat pipe*, yang dilakukan dengan mengukur temperatur pada beberapa titik *heat pipe* dengan posisi *thermocouple* 1 cm, 2.5 cm, 5 cm, 8 cm, 12 cm, 15 cm, 17.5 cm dan 20 cm dari salah satu ujung *heat pipe* seperti terlihat pada gambar 3.21, yang difungsikan sebagai *evaporator*. *Heater* kabel (*fleksibel heater*) dililitkan pada sisi *evaporator* dan bagian kondensor dimasukkan pada reservoir yang temperturnya dibuat konstan pada 25°C dengan *thermostatic circulating bath*. Untuk menghindari kehilangan kalor pada bagian *evaporator*, adiabatik serta bagian kondensor yang berada pada bagian luar reservoir, *heat pipe* diisolasi menggunakan *fiberglass wool* dan *polyurethane* box 20 cm x 10 cm x 10 cm. Daya (Q) dari DC-power supply divariasikan pada 10 Watt, 15 Watt dan 20 Watt. Data temperatur yang terukur oleh *thermocouple* jenis K pada beberapa posisi tersebut dihubungkan dan diproses menggunakan data *acquisition* NI cDAQ-9172 dan modul NI 9211 dengan pengolah data berupa *software Labview* 8.5. Untuk mengetahui laju aliran air dari *thermostatic circulating bath* ke *reservoir* dipasangkan satu buah *flow*

meter serta temperatur air pada *thermostatic circulating bath* dan reservoir dikalibrasi menggunakan termometer digital.

Disamping posisi horizontal yang didinginkan menggunakan *reservoir*, metode pengujian juga dilakukan dengan memposisikan *heat pipe* secara vertikal dan tanpa pendingin dari *thermostatic circulating bath* maupun *fan*. Bagian kondensor dibiarkan bersentuhan secara langsung dengan udara pada temperatur ruangan ± 30 °C. Hal ini dilakukan untuk memastikan bahwa proses kerja *heat pipe* memang berlangsung.

Flux panas pada bagian *evaporator* q_e dihitung melalui [13]:

$$q_e = \frac{Q}{(2\pi r_0 L_e)} \quad (3.4)$$

$$T_i = T_0 \frac{q_e r_0}{\lambda_w} \ln \frac{r_i}{r_0} \quad (3.5)$$

Dengan Q adalah input power, r_0 dan r_i merupakan jari-jari luar dan dalam *heat pipe*, L_e adalah panjang bagian *evaporator*, T_i dan T_0 adalah temperatur bagian dalam dan luar dinding *heat pipe* dan λ_w adalah konduktivitas termal dari tembaga. Koefisien perpindahan kalor (HTC) dari bagian dapat dihitung melalui perbandingan antara *heat flux* pada bagian *evaporator* berbanding dengan penurunan temperatur ΔT :

$$h_e = \frac{q_e}{\Delta T} \quad (3.6)$$

Untuk kalor maksimal yang mampu diserap oleh *heat pipe* dari bagian *evaporator* dapat dihitung melalui persamaan [5]:

$$q = \dot{m}L \quad (3.7)$$





BAB 4

HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Kinerja *heat pipe*

4.1.1 Distribusi temperatur pada *heat pipe*

Dari pengujian kinerja *heat pipe* melalui pengukuran pada beberapa titik di daerah evaporator adiabatik dan kondensor didapatkan rata-rata temperatur pada titik-titik tersebut seperti tabel berikut:

Tabel 4.1 Temperatur pada beberapa titik *heat pipe* dengan fluida kerja air dan Al_2O_3 -air pada 10 Watt.

	Temperatur	Air	Al_2O_3 -air					Komersial
			1%	2%	3%	4%	5%	
10 Watt	T1	64.12	53.21	49.78	43.06	40.45	37.13	33.98
	T2	63.79	52.57	48.33	42.55	39.78	36.12	32.35
	T3	62.77	52.32	47.31	42.00	37.23	34.31	32.01
	T4	49.77	45.35	43.44	40.45	36.34	33.42	30.98
	T5	48.23	44.87	43.78	39.11	35.35	31.45	29.84
	T6	29.78	28.75	28.70	27.68	27.55	27.50	27.36
	T7	28.48	27.52	27.65	27.54	27.45	27.40	27.28
	T8	26.45	26.60	26.63	26.64	26.64	26.65	26.48
Δt (te-tc)		35.32	25.08	20.81	15.25	11.94	8.67	5.74
Hambatan termal		3.53	2.51	2.08	1.52	1.19	0.87	0.57

Tabel 4.2 Temperatur pada beberapa titik *heat pipe* dengan fluida kerja air dan Al_2O_3 -air pada 15 Watt.

	Temperatur	air	Al_2O_3 -air					komersial
			1%	2%	3%	4%	5%	
15 Watt	T1	75.13	61.33	53.79	48.17	44.52	40.23	35.97
	T2	74.75	60.51	52.25	47.63	43.69	39.11	34.40
	T3	73.80	60.24	51.22	46.00	43.22	38.43	33.11
	T4	63.75	53.32	43.39	41.52	39.41	36.22	32.99
	T5	62.32	52.76	43.82	40.23	38.35	35.50	31.86
	T6	31.78	30.76	30.71	29.69	28.57	28.49	28.37
	T7	29.48	28.52	27.65	27.54	27.45	27.40	27.28

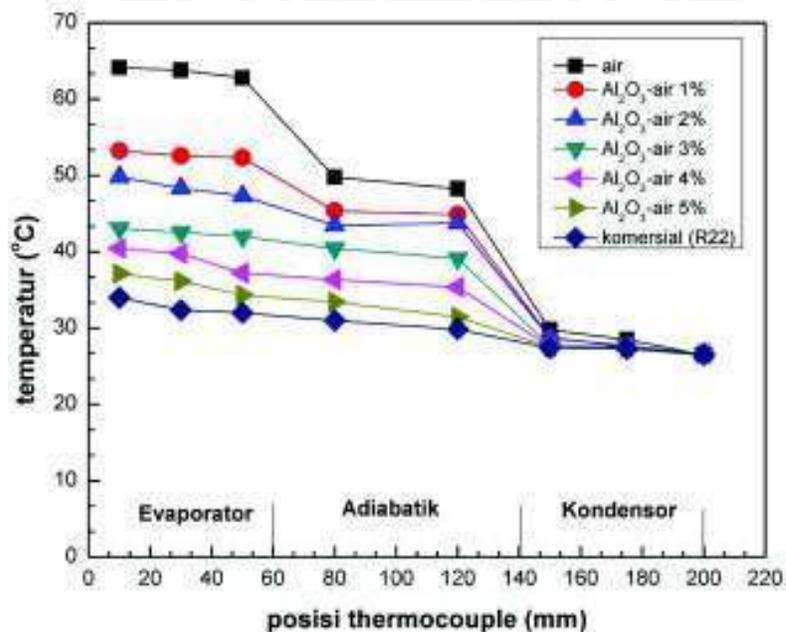
	T8	26.45	26.60	26.63	26.64	26.64	26.65	26.48
	ΔT (Te-Tc)	45.32	32.07	24.09	19.31	16.26	11.74	7.12
	Hambatan termal	3.02	2.14	1.61	1.29	1.08	0.78	0.47

Tabel 4.3 Temperatur pada beberapa titik heat pipe dengan fluida kerja air dan Al_2O_3 -air pada 20 Watt.

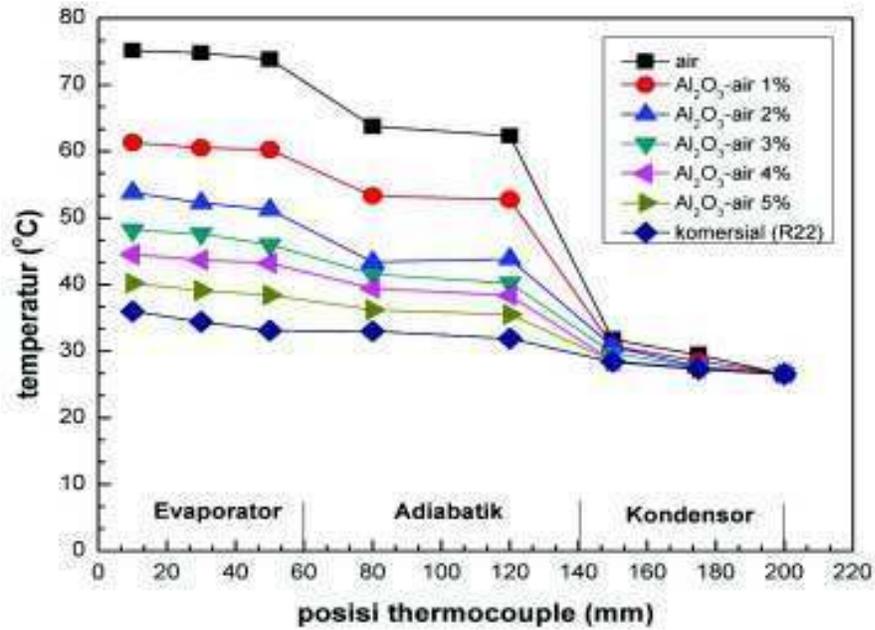
	Temperatur	Air	Al_2O_3 -air					Komersial
			1%	2%	3%	4%	5%	
20 watt	T1	82.22	67.40	60.83	53.33	48.62	44.32	37.80
	T2	81.80	66.60	59.20	52.50	47.60	43.44	36.35
	T3	80.76	65.30	58.19	51.00	46.43	42.57	36.15
	T4	68.67	57.32	48.42	44.65	41.41	38.12	34.87
	T5	67.24	56.81	47.80	43.11	40.77	37.65	33.76
	T6	40.85	36.79	33.70	31.72	30.55	29.50	29.34
	T7	35.48	33.54	30.65	29.55	29.45	28.40	28.28
	T8	26.45	26.60	26.63	26.64	26.64	26.65	26.48
Δt (te-tc)		47.33	34.12	29.08	22.97	18.67	15.26	8.73
Hambatan termal		2.37	1.71	1.45	1.15	0.93	0.76	0.44

Dari data pada tabel diatas dan pada gambar 4.2, 4.3 dan 4.4 menunjukkan distribusi temperatur pada *heat pipe* dengan menggunakan air dan fluida nano Al_2O_3 -air pada daya (Q) 10 Watt, 15 Watt dan 20 Watt. Temperatur pada sepanjang *heat pipe* menurun dari posisi *evaporator* sampai pada daerah kondensor. Seperti yang terlihat pada grafik tersebut, temperatur *heat pipe* pada bagian *evaporator*, dengan fluida nano Al_2O_3 -air memiliki temperatur lebih rendah dibandingkan dengan *heat pipe* dengan fluida kerja konvensional air. Temperatur *evaporator* semakin rendah untuk fluida nano yang konsentrasinya semakin tinggi, dalam hal ini temperatur *evaporator* paling rendah pada fluida nano Al_2O_3 -air dengan konsentrasi 5%. Penurunan temperatur bagian *evaporator* sangat signifikan rata-rata $33.29^\circ C$ untuk konsentrasi 5%, $29.26^\circ C$ untuk

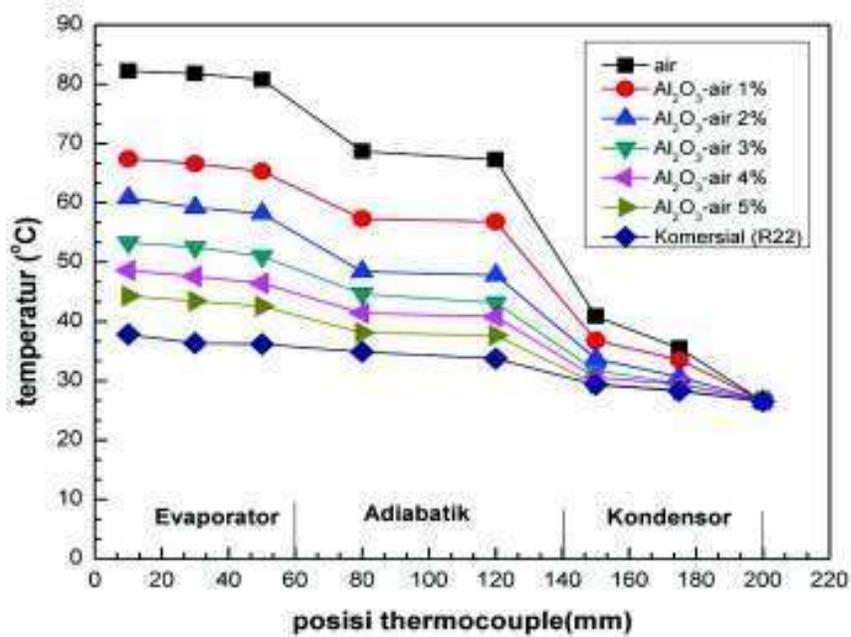
konsentrasi 4%, 25.64 °C untuk konsentrasi 3%, 19.17°C untuk konsentrasi 2% serta yang terendah adalah pada konsentrasi 1% yaitu 13.18°C. Hal ini mengindikasikan bahwa konsentrasi nano fluida Al_2O_3 -air memiliki pengaruh yang cukup bagus dalam mereduksi temperatur saat *evaporator* bekerja, hal ini sesuai dengan hasil penelitian yang dilakukan oleh Shung-Weng Kang [10], dan Wei-Chiang Wei [48]. Kyu Hyung Do et al [11] pada penelitian yang telah dilakukan terhadap heat pipe dengan fluida kerja nano fluida Al_2O_3 -air 1% dan 3 % mendapatkan hasil untuk konsentrasi 1% temperatur yang direduksi pada bagian evaporator $\pm 11^\circ C$ dan pada konsentrasi 3% mampu mereduksi temperatur *evaporator* $\pm 24^\circ C$ hal ini juga sejalan dengan apa yang dilakukan pada penelitian ini yakni untuk 1% temperatur *evaporator* yang tereduksi rata-rata $13.18^\circ C$ dan untuk konsentrasi 3 % temperatur *evaporator* yang mampu direduksi mencapai hingga $25.64^\circ C$.



Gambar 4.2 Distribusi temperatur heat pipe, fluida kerja air dan nano Al_2O_3 -air pada $Q=10$ Watt

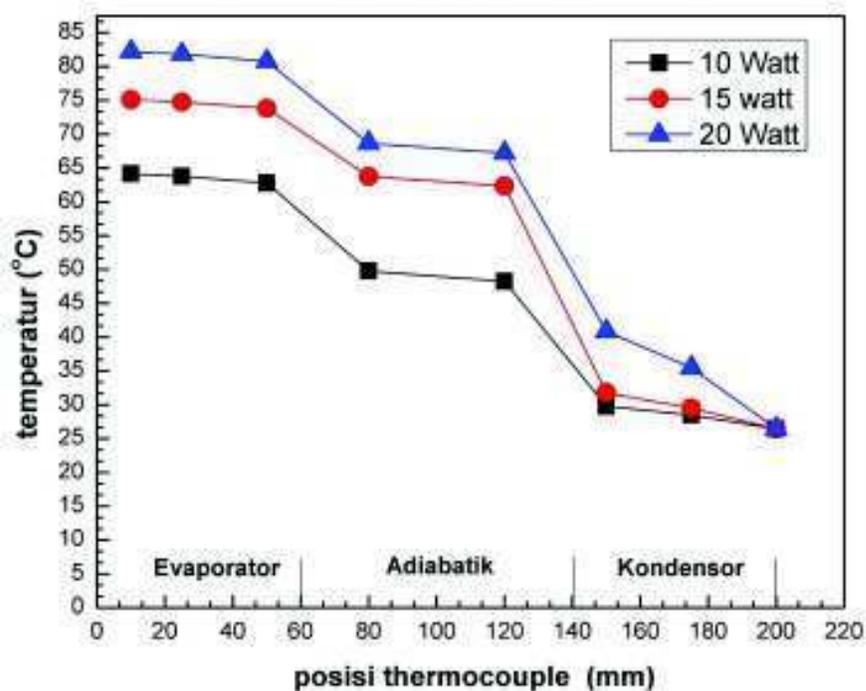


Gambar 4.3 Distribusi temperatur heat pipe, fluida kerja air dan nano Al₂O₃-air pada Q=15 Watt

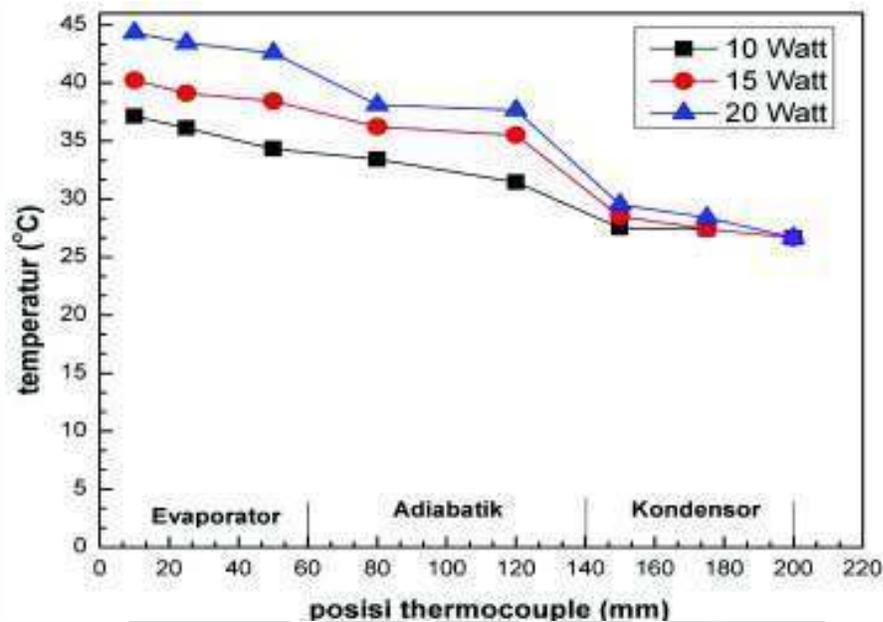


Gambar 4.4 Distribusi temperatur heat pipe, fluida kerja air dan nano Al₂O₃-air pada Q= 20 Watt

Pembebanan atau pemberian kalor (Q) pada *evaporator* juga berpengaruh terhadap distribusi temperatur pada *heat pipe*. Gambar 4.5 dan 4.6 memperlihatkan distribusi temperatur *heat pipe* dengan fluida kerja air dan fluida kerja nano Al_2O_3 -air 5% pada pembebanan (Q) 10 Watt, 15 Watt, dan 20 Watt. Penambahan pembebanan menyebabkan temperatur *evaporator* meningkat baik pada *heat pipe* dengan fluida kerja air maupun *heat pipe* dengan fluida kerja nano Al_2O_3 -air 5%. Akan tetapi *heat pipe* dengan fluida kerja nano Al_2O_3 -air 5% menghasilkan temperatur *evaporator* lebih rendah ± 33.26 °C dibandingkan dengan *heat pipe* dengan fluida kerja konvensional air. Hal ini menunjukkan bahwa fluida kerja nano Al_2O_3 -air mampu mereduksi kalor yang diberikan oleh heater ke bagian *evaporator*.



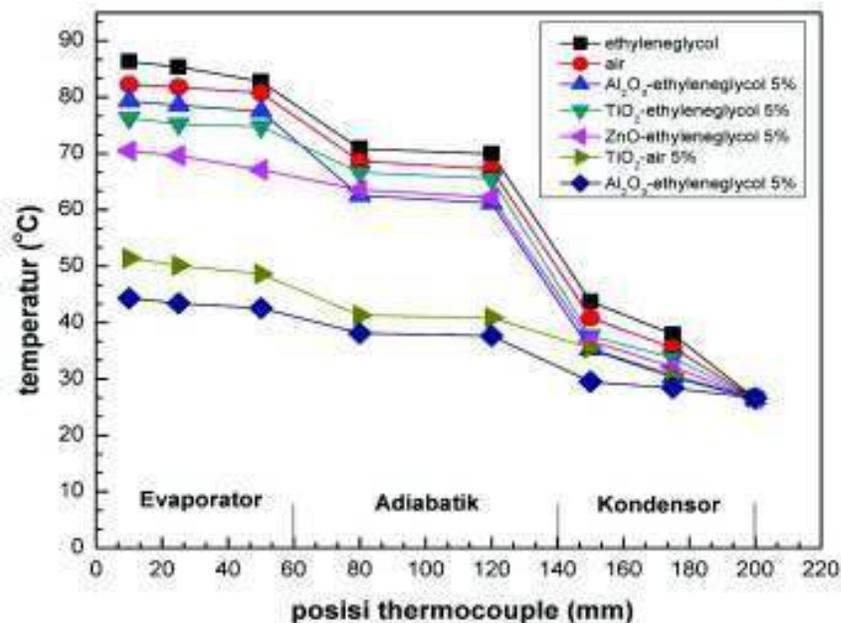
Gambar 4.5 Distribusi temperatur pada *heat pipe* dengan fluida kerja air



Gambar 4.6 Distribusi temperatur pada heat pipe dengan fluida kerja Al_2O_3 -air 5%

Penurunan temperatur *evaporator* juga terlihat pada pemakaian fluida kerja nano fluida Al_2O_3 -*ethyleneglycol*, TiO_2 -air, TiO_2 -*ethyleneglycol* dan ZnO -*ethyleneglycol* seperti yang terlihat pada gambar 4.7. Untuk pemakaian fluida kerja konvensional, *heat pipe* dengan fluida konvensional air pada kondisi pembebanan yang sama temperatur *evaporator* lebih rendah dibandingkan dengan pemakaian fluida kerja konvensional *ethyleneglycol*. Pada pembebanan 10 Watt temperatur *evaporator* untuk fluida kerja air adalah ± 64.12 °C sedangkan untuk fluida kerja *ethyleneglycol* temperatur *evaporator* mencapai 86.31 °C. Untuk *heat pipe* dengan fluida kerja Al_2O_3 -air, Al_2O_3 -*ethyleneglycol*, TiO_2 -air, TiO_2 -*ethyleneglycol* dan ZnO -*ethyleneglycol* temperatur *evaporator heat pipe* adalah masing-masing ± 44.32 °C, 79.32 °C, 51.43 °C, 76.31 °C, dan 70.45 °C. Dalam hal ini pada kondisi pembebanan (Q) yang sama yakni 10 Watt temperatur *evaporator heat pipe* yang

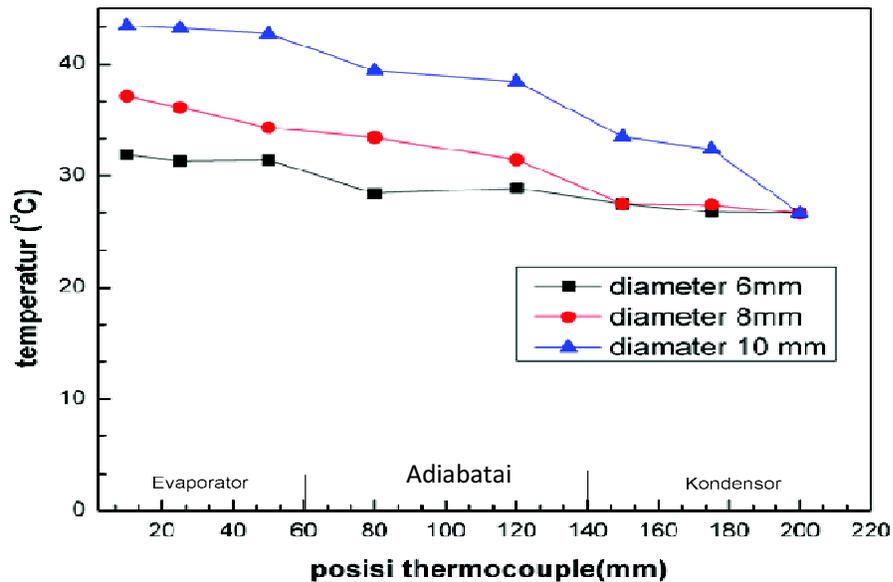
paling rendah terdapat pada pemakaian fluida kerja nano Al_2O_3 -air yaitu 44.32°C . Pemakaian fluida kerja nano fluida meningkatkan kemampuan *evaporator* dalam mereduksi kalor dibandingkan dengan pemakaian fluida kerja konvensional masing-masing fluida dasarnya.



Gambar 4.7 Distribusi temperatur pada heat pipe dengan fluida kerja air, ethyleneglycol dan fluida nano 5% dan Q 20 Watt

Pemakaian nano fluida sebagai fluida kerja *heat pipe* pada variasi diameter *heat pipe* juga memberikan pengaruh pada kondisi *evaporator heat pipe*. Pada gambar 4.8 memperlihatkan distribusi temperatur *heat pipe* pada pemakaian fluida kerja nano Al_2O_3 -air 5% pada *heat pipe* dengan diameter 6 mm, 8 mm dan 10 mm. Pada tingkat pembebanan (Q) 10 Watt temperatur *evaporator* untuk diameter 6 mm adalah $\pm 43.44^\circ\text{C}$, untuk diameter 8 mm adalah 44.32°C dan untuk diameter 10 mm adalah 32.89°C . Reduksi temperatur pada bagian *evaporator*

terjadi paling kecil pada diameter *heat pipe* 6 mm dan reduksi temperatur terbesar di bagian *evaporator* terdapat pada *heat pipe* dengan diameter 10 mm. Kondisi ini terjadi karena dengan bertambahnya diameter dari *heat pipe* berarti memperbesar luasan dari dinding baik bagian *evaporator* sebagai penyerap kalor dari sumber panas dan luasan dari dinding bagian kondensor sebagai pelepas panas. Dimana pada bagian *evaporator* dengan semakin besarnya diameter (D) maka luasan dinding evaporator ($\pi \cdot D \cdot Le$) akan semakin besar sehingga fluks panas ($q = Q / \pi \cdot D \cdot Le$) akan mengecil. Hal ini akan berdampak pada temperatur bagian dalam *evaporator* (T_i) sehingga ΔT yang terbentuk akan lebih kecil. Dengan meningkatnya ΔT maka hambatan termal dari *heat pipe* akan lebih kecil. Disamping itu dengan bertambahnya diameter dari *heat pipe* maka volume dari *wick* pada *heat pipe* sebagai tempat dari adanya *porous media* juga akan lebih besar. Bertambahnya volume *wick* akan menambah bidang *porous media* sehingga debit dari kondensasi uap dibagian kondensor akan meningkat. Dimana syarat kapilaritas $\Delta P_{c\ max} \geq \Delta P_1 + \Delta P_v + \Delta P_g$, sehingga dengan semakin besarnya luasan *evaporator* maka ΔP_1 yang nilainya sama dengan $\frac{\mu_1 l_{eff} \dot{m}}{\rho_l K A}$ tentunya akan lebih kecil dengan bertambahnya luasan. Demikian pula dengan $\Delta P_v = \frac{8\mu_v \dot{Q}}{\rho \pi_v r_v^4} \left[\frac{le+lc}{2} + la \right]$ dengan semakin besarnya diameter dari *heat pipe* maka ΔP_v nilainya akan lebih kecil. Hal ini berpengaruh terhadap kinerja *heat pipe* sehingga proses perpindahan kalor terjadi lebih cepat.



Gambar 4.8 Distribusi temperatur pada heat pipe dengan fluida kerja Al_2O_3 -air dan pembebanan (Q) 10 Watt pada variasi diameter heat pipe

4.1.2 Efek konsentrasi dan jenis fluida nano terhadap laju perpindahan panas pada heat pipe.

Flux panas pada bagian *evaporator* dapat ditentukan dari besarnya panas yang diberikan (Q) dibagi dengan luasan *evaporator*, yakni:

$$q_e = \frac{Q}{(2\pi r_o l_e)}$$

Jika $Q = 5$ Watt, maka

$$\begin{aligned} q_e &= \frac{5}{(\pi \times 0,008 \times 0,06)} \\ &= 6.802721 \text{ kWatt/m}^2 \end{aligned}$$

Koefisien perpindahan kalor (HTC) dari bagian *evaporator* dapat dihitung melalui perbandingan antara *flux* panas di *evaporator* dengan perbedaan temperatur ΔT *evaporator*-kondensor, yakni:

$$h_e = \frac{q_e}{\Delta T}$$

$$= \frac{6802.721 \text{ Watt}}{32.16} = 105.80 \text{ Watt}/^{\circ}\text{C m}^2$$

Dengan perhitungan yang sama untuk beberapa nilai Q dan beberapa fluida nano maka diperoleh nilai *flux* panas pada *evaporator* seperti pada table 4.4 berikut:

Tabel 4.4 Flux panas pada evaporator

Q (Watt)	Q _{evap} (watt/m ²)	H _e (Watt / ^o c M ²)						
		Ethylen eglycol	Air	Al ₂ O ₃ - Air 5%	Al ₂ O ₃ - Eg 5%	TiO ₂ - Air 5%	TiO ₂ - Eg 5%	Zno- Eg 5%
5.00	6802.721	105.80	122.08	436.77	136.48	376.80	120.70	160.80
7.50	5102.041	140.21	153.87	627.76	165.81	417.99	154.89	194.35
10.00	6802.721	165.77	183.37	738.86	188.50	493.83	180.26	218.46
12.50	8503.401	181.99	198.79	827.45	208.13	528.33	213.13	242.83
15.00	10204.08	196.03	212.17	810.11	225.78	531.64	236.56	269.40
17.50	11904.76	242.24	228.62	819.03	243.63	549.55	258.32	295.87
20.00	13605.44	233.33	246.82	810.59	261.73	581.62	283.60	319.41
22.50	15306.12	243.54	262.49	781.98	283.17	592.08	293.94	347.35
25.00	17006.8	240.49	269.14	770.49	303.30	640.77	319.18	372.91
27.50	18707.48	233.66	271.72	769.47	310.08	653.41	330.28	380.67
30.00	20408.16	228.69	264.85	759.20	316.61	642.38	346.43	394.26
32.50	22108.84	223.53	261.48	710.44	306.91	620.19	342.88	370.45
35.00	23809.52	198.53	228.11	690.96	288.45	562.92	332.60	362.24

Kemampuan dari nano fluida dalam mereduksi kalor pada bagian *evaporator* lebih besar dari fluida konvensional air dikarenakan konduktivitas termal nano fluida (k_{nf}) Al₂O₃ lebih besar dibandingkan dengan fluida air seperti yang ditunjukkan oleh gambar 3.9 pada bab 3. Konduktivitas termal berpengaruh terhadap besarnya temperatur bagian dinding dalam pada *evaporator* dimana







































BAB 5

KESIMPULAN

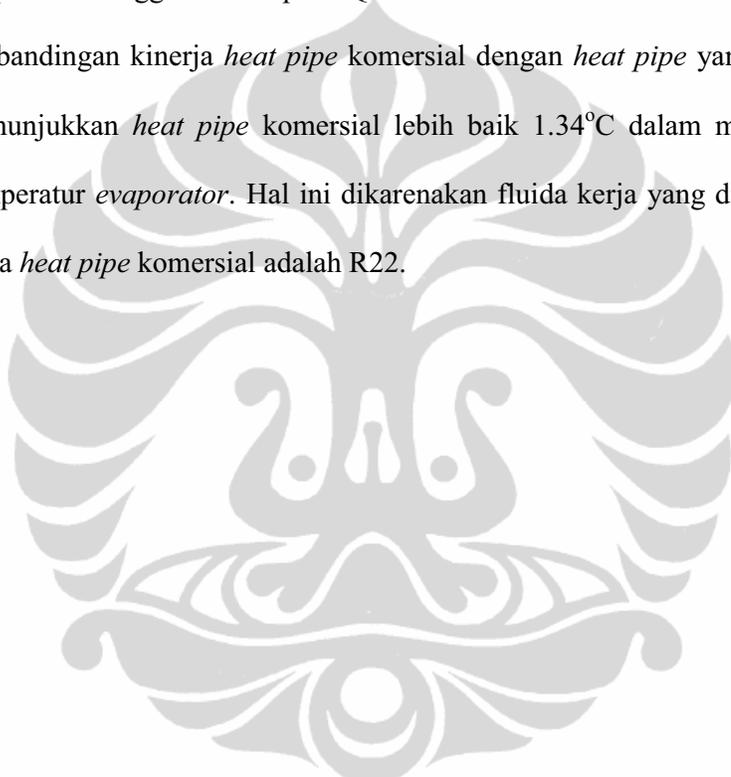
5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil penelitian yang telah dilakukan dapat disimpulkan beberapa hal, antara lain:

1. Konsentrasi nano fluida berpengaruh terhadap peningkatan kinerja *heat pipe* dimana pada penggunaan fluida kerja Al_2O_3 -air dengan konsentrasi 5 % dapat mereduksi temperatur pada bagian *evaporator* rata-rata 33.29°C dan TiO_2 -air dapat mereduksi rata-rata 30.13°C dibandingkan fluida dasarnya air (H_2O).
2. Hambatan termal terendah terjadi pada *heat pipe* pada daerah *evaporator* sampai dengan daerah kondensor dengan pemakaian fluida kerja nano Al_2O_3 -air 5 % yaitu 0.763°C/Watt dan untuk hambatan termal antara daerah *evaporator* sampai dengan adiabatik mencapai 0.27°C/Watt .
3. Pelapisan permukaan *wick screen mesh* dan *sintered powder* pada pemakaian fluida nano sebagai fluida kerja pada *heat pipe* sangat tipis serta *aglomerasi* yang terjadi pada sudut-sudut *screen* dan *sintered powder* sangat kecil sehingga struktur dan homogenisasi dari *screen* tidak berubah. Hal ini mengindikasikan bahwa fluida nano dapat digunakan sebagai fluida pengganti dari fluida konvensional.
4. Kinerja dari *heat pipe wick screen mesh* pada pemakaian fluida nano Al_2O_3 -air 5 % lebih baik dibandingkan dengan pemakaian fluida

konvensional dimana mampu mereduksi temperatur hingga 26.99°C pada $Q=10$ Watt serta kinerja dari *heat pipe* dengan pemakaian fluida nano Al_2O_3 -air 5 % sebagai fluida kerja lebih baik lagi pada *heat pipe wick sintered powder* yaitu mampu mereduksi temperatur pada bagian *evaporator* hingga 28.8°C pada $Q=10$ Watt.

5. Perbandingan kinerja *heat pipe* komersial dengan *heat pipe* yang dibuat menunjukkan *heat pipe* komersial lebih baik 1.34°C dalam mereduksi temperatur *evaporator*. Hal ini dikarenakan fluida kerja yang digunakan pada *heat pipe* komersial adalah R22.



DAFTAR PUSTAKA

- [1]. Onifade, A., *History of The Computer*. Engineering Department University of Ibadan, Nigeria, 2008.
- [2]. Kabay, M.E., *A Brief History of Computer Crime : An Introduction Of Student*, School of Graduate Studies Norwich University, 2008.
- [3]. Ommi, Masaru & Tushiro Fukumoto., *State-of-the-art Technologies of Micro Heat-Pipe Heat-Sinks for Notebook PCs Thermal Products Dept.*, Electronic Components Division and Components and Mounting Technology Development, 2000.
- [4]. Artikel Populer Ilmu Komputer.com, 2003, Diunduh tgl 10 oktober 2010.
- [5]. Reay, David & Peter Kew., *Heat Pipe, Theory, Design and Applications*, 5th Edition, USA, 2006.
- [6]. Putra, Nandy., Wilfried, Roetzel and Sarit K. Das., *Natural Convection of Nano-Fluid*, International Journal Heat and Mass Transfer 39, pp.775-784, 2003.
- [7]. Das, Sarit K., Nandy Putra and Wilfried Roetzel, *Pool Boiling of Characteristic of Nano-Fluids*, International Journal of Heat and Mass Transfer 46 pp.851-862, 2003.
- [8]. Sarit K. Das, Nandy Putra, Wilfried Roetzel. *Pool Boiling of Nano-Fluids on Horizontal Narrow Tube*, International Journal of Multiphase Flow 29 pp.1237-1247., 2003.
- [9]. Putra, Nandy, *Pengembangan Potensi Nano Fluida Sebagai Fluida Kerja Alternatif*, 2003, <http://eprints.ui.ac.id/id/eprint/860>.
- [10]. Shung-Weng Kang, *Effect of Nanofluid Concentration on Heat Pipe Termal Performance*, Department of Mechanical an Electro-Mechanical Engineering Tamkang University, Taiwan, 2008.
- [11]. Hyung Do, Kyu., Hyo Jun Ha and Seok Pil Jang., *Thermal Resistance of Screen Mesh Wick Heat Pipe Using The Water-Based Al₂O₃ Nanofluids*, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol 25, issues 25-26, pp.5888-5894, 2010.

- [12]. Naphon, Paisarn., Pichai Assadamongkol and Teerapong Borirak., *Experimental investigation of Titanium Nanofluids on Heat Pipe Thermal Efficiency*, International Communication in Heat and Mass Transfer, vol 35, pp.1316-1319, 2008.
- [13]. Liu, ZhenHua & QunZhi Zhu, *Application of Aqueous Nanofluids in a Horizontal Mesh Heat Pipe*, Energy Conversion and Management, vol 52, issue 1, pp.292-300, 2010.
- [14]. Seok Pil Jang, *Effect of Various Parameters on Nanofluid Thermal Conductivity*, Journal of Heat Transfer : 129, pp.617-623, 2007
- [15]. J Koo, C. Kleinstreuer. *Laminar Nanofluids Flow in Microheat-Sinks*, International Heat and Mass Transfer 48, 2005, 2652-661.
- [16]. S. M You, J. H. Kim. *Effect of Nanoparticles on Critical Heat Flux of Water in Pool Boiling Heat Transfer*. Department of Mechanical and Aerospace Engineering Texas University. Applied Physics Letters, Vol 83, No 16, pp. 3374-3376, 2003.
- [17]. Sang M. Kwark, Ratan Kumar, Gilberto Moreno, Jaisuk Yoo, Seung M. You. *Pool Boiling Characteristics of Low Concentration Nanofluids*, International Journal Heat and Mass Transfer 53, pp.972-981, 2010.
- [18]. Ochterbeck, Jay M., *Heat Pipe*. Departement of Mechanical Engineering Clemson University, pp.1182-1229.
- [19]. J.A Easmant, S.U.S Choi, S. Li, *Anomalously Increased Effective Thermal Conductivities of Ethylene Glycol-Based Nanofluids Containing Copper Nanoparticles*, Applied Physics Letters, Volume 78, No. 6, pp.718, 2001.
- [20]. Leonard L, Vasiliev., *Review Heat Pipes in Modern Heat Exchangers*. Applied Thermal Engineering 25, pp.1-19, 2005.
- [21]. Harris, James R., *Modeling, Designing, Fabricating and Testing of Channel Panel Flat Plate Heat Pipe*. Utah State University, pp.1-6, 2008.
- [22]. Gaugler, Richard., *Heat Transfer Divices*, U.S. Patent Office, Ohio, 4,2350348, 1994.
- [23]. Arthur, P.Fraas., *Heat Exchanger Design, 2nd Edition*, John Wiley & Sons, New York, 1989.

- [24]. Gaugler, R.S., *Heat Transfer Device*, US Patent No. 2350348, Appl. 21 December 1942, Published 6 June, 1944.
- [25]. Grover, G.M., *Evaporation-Condensation Heat Transfer Device*, US Patent No. 3229759, Appl. 2 Desember, 1963, Published 18 January, 1966.
- [26]. Feldman, K.T and Whiting, G.H., *The Heat Pipe and Its Potentialities*. Eng. Dig., Vol. 28 No. 3, pp.86–86, 1967.
- [27]. Eastman, G.Y., *The Heat Pipe*, Sci. Am., Vol. 218, No. 5, pp.38–46, 1968.
- [28]. Feldman, K.T. and Whiting, G.H., *Applications of The Heat Pipe*, Mech. Eng., Vol. 90, pp.48–53, 1968.
- [29]. Bernnan, J. Patrick., *Heat Pipe Design Handbook*, National Aeronautics and Space Administration Goddards Space Flight Centre 20771, 1979.
- [30]. Savage, C.J., *Heat pipes and Vapour Chambers for Satellite Thermal Balance*, RAE TR-69125, Royal Aircraft Establishment, Farnborough, Hant, June, 1969.
- [31]. Hoa, C., Demolder, B. and Alexandre, A., *Roadmap for Developing Heat Pipes for ALCATEL SPACE's satellites*, Appl. Therm. Eng., Vol. 23, pp. 1099–1108, 2003.
- [32]. Blackshield, *Mengenal Teknologi Heat Pipe*, 2008.
- [33]. Wits, W., R. Legtenberg, J.H Mannak., *Selecting Capillary Structures for Heat Pipe in Multilayer Printed Circuit Boards*, European Thermal-Science, The Netherlands, 2008.
- [34]. Zhang, N., *Innovative Heat Pipe Systems Using a New Working Fluid*, International Communication Heat Mass Transfer. Vol. 28, No. 8, pp.1025–1033, 2001.
- [35]. Jaiandran Sri and Munusamy L., *Heat pipe In Electronic Pakaging*, 2006.
- [36]. Anon., *Thermophysical Properties of Heat Pipe Working Fluids: operating range between –60°C and 300°C*, Data Item No. 80017, Engineering Sciences Data Unit, London, 1980.
- [37]. Smirnov. G.F, Afanasiev B.A., *Investigation of Vaporation in Screen Wick-Capillary Structure*, Technology Institute of Refrigerating Industry, Odessa USSR, 1982.

- [38]. Cotter, T.P., *Theory of Heat Pipes*, LA-3246-MS, 26 March, 1965.
- [39]. Shafahi, Maryam., Bianco Vincenzo., Vafai Kambiz., Manca Oronzio., *Thermal Performance of Flat-Shaped Heat Pipes Using Nanofluids*, International Journal of Heat and Mass Transfer 53, pp. 1438-1445, 2010.
- [40]. <http://metaform.com>, Diunduh tgl 10 Oktober, 2010.
- [41]. Fabian Korn., *Heat Pipes and its Applications*,: Dept of Energy Science, Faculty of Engineering, Lund University, Heat and Mass Transport, Sweden, (2008), MVK 160.
- [42]. Busse, C.A., *Pressure Drop In The Vapour Phase of Long Heat Pipes*, Thermionic Conversion Specialists Conference, Palo Alto, CA, October, 1967.
- [43]. Mahjoub, Shoeib and Ali mahtabroshan., *Numerical Simulation of A Conventional Heat Pipe*, Word Academy of science: Engineering and Technology 39, pp.117-122, 2008.
- [44]. Arthur P. Fraas., *Heat Exchanger Design, 2nd edition*, John Wiley & Sons, New York, 1989.
- [45]. Jaiandran, Sri and Munusamy L., *Heat pipe In Electronic Pakaging*, 2006.
- [46]. Brautsch, A and Kew P.A., *The Effect of Surface Conditions on Boiling Heat Transfer From Mesh Wicks*, Proceedings of 12th International Heat Transfer Conference, Grenoble, 2002.
- [47]. Wei, Wei-Chiang., Shung-Wen Kang., Sheng Hong Tsai., Shih-Yu Yang, *Experimental Investigation of Silver Nano-Fluid on Heat Pipe Thermal Performance*, Journal Applied Termal Engineering, 2006.
- [48]. Asias. A., *Instability of Heat Pipe Performance at Large Axial Accelerations*, Journal of Heat Transfer, Vol. 129, pp.137, 2007.
- [49]. Kempres R, Ewing D., *Effect of Number of Mesh Layers and Fluid Loading on The Performance of Screen Mesh Wicked Heat Pipes*, Applied Termal Engineering, Vol 26, issues 5-6, pp.589-595, 2005.
- [50]. Maxwell, J.C., *A Treatise on Electricity and Magnetism*, Vol. 1, 3rd ed, OUP, 1954 (1981), reprinted by Dover, New York.

- [51]. Joy, P., *Optimum Cryogenic Heat Pipe Design*, ASME Paper 70-HT/SpT-7, 1970.
- [52]. Eggers, P.E. and Serkiz, A.W., *Development of Cryogenic Heat Pipes*, Paper 70-WA/Ener-1, New York, 1970.
- [53]. Wei Liu., Zhichun Liu., Kun Yang., Zhengkai Tu., *Phase Change Driving Mechanism and Modeling for Heat Pipe With Porous Wick*, Chinese Sci Bull, 54 (2009) pp.4000-4004.
- [54]. Marcus, B.D., *Theory and Design of Variable Conductance Heat Pipes*, TRW Systems Group, NASA CR-2018, April, 1972.
- [55]. Holmes, H.R. and Field, A.R., *The Gas-Tolerant High Capacity Tapered Artery Heat Pipe*, 4th Joint Thermophysics and Heat Transfer Conference. Paper AIAA-86-1342, Boston, 1986.
- [56]. Y.M. Chen, S.C Wu, C.I. Chu, *Thermal Performance of Sintered Miniature Heat Pipes*, National Defense University, Taiwan, 2001.
- [57]. Silverstain C.C., *Surface Heat Flux for Incipient Boiling in Liquid Metal Heat Pipe*, Nuclear Technology, Vol 12, Sept 1971, pp.56-62.
- [58]. ESDU, *Heat Pipe Properties of Common Small Pore Wicks*, ESDU 79013, 1979.
- [59]. Darcy, H., *Les Fontaines Publiques De La Ville De Dijon*, Victor Dalmont, Paris, 1856.
- [60]. P.H. Forchheimer. Z. Ver. Dtsch. Ing. 45:1782-1788, 1901.
- [61]. Ergun, S., *Fluid Flow Through Packed Coloumns*, Chem. Eng. Prog. 48:89-94, 1952.
- [62]. Sarit K., Das Stephen U., S. Choi., Wenhua Yu., T. Pradeep *Nanofluid Science and Technology*, John Wiley and Son Cooperation, 2007.
- [63]. Emily, Pfautsch., *Forced Convection In Nanofluids Over a Flat Plate*, University of Missouri, 2008.
- [64]. Pawel Keblinski., *Nano Fluids for Thermal Transport*, Materials today ISSN 1369 7021, pp.36-44, 2005.
- [65]. Mapa, Sana Nazhar., *Heat Transfer In Mini Heat Exchanger Using Nanofluids*. Northern Illinois University, DeKalb, 2005.

- [66]. Sarit. K. Das, Stephen U.S., *Nanofluid, Science and Technology*, A John Wiley & Sons Incorporation, 2008.
- [67]. Chang . C. S., Jwo . P. S., Fan . S. H. Pai., *Process Optimization and Material Properties for Nanofluid Manufacturing*, International Journal Manufacturing Technology, London, Vol 34, pp.300-306, 2007.
- [68]. Calvin H. Li, G. P. Peterson., *The Effect of Particle Size on The Effective Thermal Conductivity Of Al₂O₃-Water Nanofluids*, Journal Of Applied Physics 101, 044312, 2007.
- [69]. Putra, Nandy., Riki Ferky., Raldi Artono Koestoer., *Peningkatan Koefisien Perpindahan Kalor Konveksi dari Nanofluida Al₂O₃-Air*, Journal of Technology Faculty of Engineering, University of Indonesia, Edisi No.2, Juni 2004.
- [70]. R.J Goldstein, D.D. Joseph, D.H. Pui., *Convective Heat Transport in Nanofluids*, University of Minnesota, 2000.
- [71]. Beck, Michael P., *The effect of Partikel Size on The Thermal Conductivity of Alumina Nanofluids*. Journal Nanopart Res 11, (2009), pp.1129-1136.
- [72]. SOLTEC, *Equipment for engineering Education and Research, Pool Boiling Heat Transfer Unit, model HE 154*.
- [73]. <http://wins.engr.wisc.edu/teaching/mpfBook/node26.html>., Diunduh tgl 16 Oktober, 2010.
- [74]. J. Weismen and B.S. Pei, *Prediction of Critical Heat Flux in Flow Boiling at Low Qualities*, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.26, pp.1463, 1999.
- [75]. Hein Auracher., *Some Remarks on The Nukiyama Curve*, JSME TED Newsletter, No.42, 2003.
- [76]. <http://www.nanoamor.com>., Diunduh tgl 20 Desember, 2010.