



UNIVERSITAS INDONESIA

**KOEFISIEN PERPINDAHAN KALOR
PADA ALIRAN DUA FASE DIDIH NUKLEAT DENGAN
MENGUNAKAN REFRIGERAN NATURAL R-290
DALAM KANAL MIKRO**

Disertasi

**Sentot Novianto
1406 584 580**

**Fakultas Teknik
Program Studi S3 Teknik Mesin
Depok, 2018**



UNIVERSITAS INDONESIA

**KOEFISIEN PERPINDAHAN KALOR
PADA ALIRAN DUA FASE DIDIH NUKLEAT DENGAN
MENGUNAKAN REFRIGERAN NATURAL R-290
DALAM KANAL MIKRO**

**Diajukan Dalam Sidang Disertasi
Program Doktor Teknik Mesin**

**Sentot Novianto
1406 584 580**

**Fakultas Teknik
Program Studi S3 Teknik Mesin
Depok, 2018**

HALAMAN PERNYATAAN ORISINALITAS

Buku sidang hasil penelitian ini adalah hasil karya saya sendiri dan semua sumber baik yang dikutip maupun yang dirujuk telah saya nyatakan benar.

Nama : Sentot Novianto

NPM : 1406584580

Tanda Tangan :



Tanggal : 10 Juli 2018

Halaman Pengesahan

Disertasi ini diajukan oleh:

Nama : Sentot Novianto
NPM : 1406584580
Program Studi : Teknik Mesin
Judul Disertasi : Koefisien Perpindahan Kalor Pada Aliran Dua Fase Didih Nukleat
Dengan Menggunakan Refrigeran Natural R-290 Dalam Kanal Mikro

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

DEWAN PENGUJI

Promotor : Prof. Dr. Ir. Raldi Artono Koestoer, DEA ()

Ko-promotor : Dr. Agus S Pamitran, S.T., M.Eng ()

Tim Penguji
Prof. Dr. I Made Kartika Dhiputra, Dipl-Ing ()

Prof. Dr. Ir. Indarto, DEA ()

Dr-Ing Ir. Nasruddin, M.Eng ()

Dr. Ir. Engkos Achmad Kosasih, M.T ()

Ir. Warjito, M.Sc., Ph.D ()

Ditetapkan di Depok

Tanggal : 10 Juli 2018

Kata Pengantar / Ucapan Terima Kasih

Puji dan syukur saya ucapkan atas kehadiran Allah SWT yang telah melimpahkan taufik, hidayah, kesehatan dan karunia-Nya kepada kami sekeluarga sehingga saya dapat menyelesaikan disertasi dan mendapat kesempatan untuk mempertahankannya dalam Sidang Terbuka Senat Akademik Universitas Indonesia. Saya juga mengucapkan terima kasih dan penghargaan kepada:

1. Prof. Dr. Ir. Raldi Artono Koestoer, DEA atas kesediaannya untuk menjadi promotor yang dengan ketulusan dan kebijakkannya memberikan bimbingan, waktu, pikiran, nasehat dan motivasi yang sangat berharga, sehingga saya dapat menyelesaikan penelitian dengan baik dan menyelesaikan penulisan buku disertasi ini.
2. Dr. Agus S Pamitran, S.T., M.Eng atas kesediaannya untuk menjadi ko-promotor dan memberikan bimbingan, waktu, pikiran, nasehat dan motivasi yang sangat berharga, sehingga saya dapat menuliskan hasil penelitian yang dipublikasikan pada jurnal internasional.
3. Prof. Dr. I Made Kartika D, Dipl-Ing, Prof. Dr. Ir. Indarto, DEA, Dr-Ing. Ir. Nasruddin, M.Eng., Dr. Ir. Engkos Achmad Kosasih, M.T., Ir. Warjito, M.Sc., Ph.D atas kesediaannya menjadi tim penguji dan juga telah memberikan saran, tanggapan dan diskusi yang hangat sehingga lebih meningkatkan keilmuan yang saya pelajari.
4. Bapak dan almarhumah ibu yang telah memberikan restu dan doanya untuk saya. I love you.
5. Kementrian Riset, Pendidikan dan Teknologi yang telah memberikan beasiswa melalui Program Beasiswa BPPDN 2014.
6. Dr. Ir. Budi Djatmiko, M.Si selaku Ketua Yayasan Pusat Pengembangan Ilmu dan Teknologi Texmaco dan Dr. Ir. Eka Purwanda, M.Si selaku Ketua Sekolah Tinggi Teknologi Texmaco yang telah memberikan ijin kepada saya untuk melanjutkan pendidikan program Doktor.
7. Sahabat saya dalam satu laboratorium, bapak Supriyadi, Ratiko, Arif senior dan junior, Edy, Muswar, ibu Euis, Wulan, Aisyah, Dian, Riki, Faysa dan Fajri atas

bantuannya sehingga kekeluargaan yang terjalin selalu meningkatkan motivasi belajar.

8. Rekan-rekan satu departemen, bapak Hakam, Adi, Nanang, Erhan, Ramon, dan lainnya yang tidak saya tuliskan semuanya, atas bantuannya dalam diskusi dan menambah wawasan.

Akhirnya saya mengucapkan terima kasih dan permohonan maaf yang sebesar-besarnya kepada istri (Endang Setiyowati) dan anak-anakku (Sofi, Safira dan Calista) atas keikhlasannya menunggu, dan bersabar dengan kesibukkan saya dalam menempuh pendidikan.

Semoga Allah memberikan keberkahan dan karunia-Nya kepada kita semua. Aamiin..

Depok, 10 Juli 2018

Penulis

**HALAMAN PERNYATAAN PERSETUJUAN PUBLIKASI TUGAS
AKHIR UNTUK KEPENTINGAN AKADEMIK**

Sebagai sivitas akademika Universitas Indonesia, saya yang bertanda tangan dibawah ini:

Nama : Sentot Novianto
NPM : 1406584580
Program Studi : Teknik Mesin
Departemen : Teknik Mesin
Fakultas : Teknik
Jenis Karya : Disertasi

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

Koefisien Perpindahan Kalor Pada Aliran Dua Fase Didih Nukleat Dengan Menggunakan Refrigeran Natural R-290 Dalam Kanal Mikro

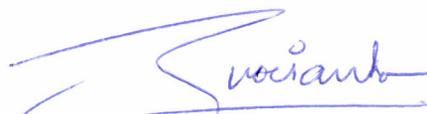
Beserta perangkat yang ada (jika diperlukan). Dengan Hak Bebas Royalti Noneksklusif ini Universitas Indonesia berhak menyimpan, mengalih media/formatkan, mengelola dalam bentuk pangkalan data (*database*), merawat, dan memublikasikan tugas akhir saya selama tetap mencantumkan nama saya sebagai penulis/pencipta dan sebagai pemilik Hak Cipta.

Demikian pernyataan ini saya buat dengan sebenarnya.

Dibuat di Depok

Pada tanggal : 10 Juli 2018

Yang menyatakan


(Sentot Novianto)

Daftar Isi

Lembar Pernyataan Orisinalitas.....	i
Halaman Pengesahan.....	ii
Kata Pengantar / Ucapan Terima Kasih.....	iii
Halaman Pernyataan Persetujuan Publikasi Tugas Akhir Untuk Kepentingan Akademik...	v
Daftar isi	vi
Nomenklatur.....	ix
Daftar gambar	xiii
Daftar tabel.....	xvi
Abstrak.....	xvii
1. PENDAHULUAN.....	1
1.1. Latar belakang.....	1
1.2. Perumusan Masalah	3
1.3. Tujuan Penelitian.....	3
1.4. Metodologi Penelitian.....	4
1.5. Batasan Masalah.....	4
1.5 Sistematika Penulisan.....	4
2. TEORI PENUNJANG.....	6
2.1. Koefisien Perpindahan Kalor.....	6
2.1.1. Koefisien Perpindahan Kalor Satu Fase	6
2.1.2. Koefisien Perpindahan Kalor Didih Dua Fase	11
2.1.3. Koefisien Perpindahan Kalor Aliran Didih Nukleat	12
2.2. <i>State of the Art</i> Perpindahan Kalor Aliran Didih Dua Fase Pada Kanal Mikro.....	14
3. EKSPERIMEN.....	35
3.1. Alat Pengujian.....	35
3.1.1. <i>Test Section</i>	36
3.1.2. <i>Pressure Gauge</i>	38
3.1.3. <i>Preheater</i>	41

3.1.4.	Coriolis.....	41
3.1.5.	<i>Cooling Bath</i>	43
3.1.6.	<i>Magnetic Pump</i>	44
3.1.7.	Sistem Pendingin 3 PK.....	44
3.2.	Pra Pengujian.....	45
3.2.1.	Tes Kebocoran.....	45
3.2.2.	<i>Vacuum</i> Sistem.....	46
3.2.3.	<i>Charging</i> Sistem.....	46
3.3.	Prosedur Pengujian.....	47
3.4.	Pengolahan Data.....	47
4.	PEMBAHASAN.....	53
4.1.	Perpindahan Kalor Satu Fase.....	53
4.1.1.	Pengembangan Persamaan Baru untuk Prediksi Perpindahan Kalor Satu Fase.....	55
4.1.2.	Perbandingan Perpindahan Kalor Satu Fase dengan Korelasi Perpindahan Kalor yang Telah Ada.....	56
4.2.	Perpindahan Kalor Dua Fase Didih Nukleat.....	59
4.3.	Hasil Penelitian dan Diskusi	64
4.3.1.	Analisis Parameter Penelitian Terhadap Koefisien Perpindahan Kalor.....	68
4.3.1.1.	Analisis Fluks Massa.....	69
4.3.1.2.	Analisis Bilangan Reynold Dua Fase Didih Nukleat.....	70
4.3.1.3.	Analisis Fluks Kalor.....	70
4.3.1.4.	Analisis Tegangan Permukaan.....	70
4.3.2.	Perbandingan Hasil.....	70
4.3.3.	Pengembangan Faktor <i>Suppression (S)</i> Pada Koefisien Perpindahan Kalor Didih Nukleat dengan Modek Super Posisi.....	73
5	KESIMPULAN dan SARAN.....	75
5.1.	Kesimpulan Penelitian Perpindahan Kalor Satu Fase	75
5.2.	Kesimpulan Penelitian Perpindahan Kalor Dua Fase Didih Nukleat.....	75
5.3.	Saran.....	76
	Lampiran 1 Daftar Pustaka.....	76

Lampiran 2 Publikasi Ilmiah.....	81
----------------------------------	----

Nomenklatur

Symbol	Deskripsi	SI Unit
Bd	bilangan Bond	[-]
Bo	bilangan Boiling.....	[-]
Co	bilangan Confinement.....	[-]
c_p	kalor spesifik.....	J/kg.°C
c_{pl}	kalor spesifik fase cair.....	J/kg. °C
c_{ptp}	kalor spesifik dua fase.....	J/kg. °C
D	diameter pipa.....	m
D_h	diameter hidrolis.....	m
F	parameter F pada perpindahan kalor konvektif.....	[-]
f_l	faktor gesekan fase cair	[-]
f_g	faktor gesekan uap.....	[-]
G	fluks massa	kg/m ² .s
H_b	tinggi <i>bubble</i>	m
h	koefisien perpindahan kalor	W/m ² . °C
h_{TP}	koefisien perpindahan kalor dua fase	W/m ² . °C
h_{nb}	koefisien perpindahan kalor didih nukleat	W/m ² . °C
h_c	koefisien perpindahan kalor konvektif (satu fase).....	W/m ² . °C
\bar{h}	koefisien perpindahan kalor rata-rata.....	W/m ² . °C
h_{sp}	koefisien perpindahan kalor satu fase	W/m ² . °C
h_{sub}	koefisien perpindahan kalor didih <i>subcooled</i>	W/m ² . °C
h_{sat}	koefisien perpindahan kalor didih saturasi.....	W/m ² . °C
i_l	entalpi fase cair	J/kg
i_{lg}	kalor laten	J/kg
i_{li}	entalpi fluida masuk.....	J/kg
$i_{(z)}$	entalpi pada jarak z	J/kg
Δi	peningkatan entalpi	J/kg

k_l	konduktivitas thermal fase cair	W/m. °C
k_{TP}	konduktivitas thermal dua fase.....	W/m. °C
L	panjang pipa	m
L_b	lebar <i>bubble</i>	m
L_{sub}	panjang <i>subcooled</i>	m
L_L	panjang saturasi.....	m
\dot{m}	<i>massa flow rate</i>	kg/s
M	berat molekuler.....	kg/kmol
Ma	bilangan Marangoni.....	[-]
Nu	bilangan Nusselt.....	[-]
Pr	bilangan Prandtl.....	[-]
Pr_{TP}	bilangan Prandtl dua fase.....	[-]
P_r	perbandingan tekanan fluida dengan tekanan kritis.....	[-]
ΔP_e	perubahan tekanan uap berhubungan temperatur ΔT_e	N/m ²
ΔP_{sat}	perubahan tekanan uap berhubungan temperatur ΔT_{sat}	N/m ²
q	kalor	Watt
q_{eff}	kalor efektif.....	Watt
q_{loss}	kalor hilang.....	Watt
q_{onb}	kalor terjadinya <i>onset nucleate boiling</i>	Watt
\dot{q}	fluks kalor	W/m ²
Re	bilangan Reynolds.....	[-]
Re_l	bilangan Reynolds fase cair	[-]
Re_{TP}	bilangan Reynolds dua fase	[-]
S	parameter S pada didih nukleat.....	[-]
T_{in}	temperatur sisi masuk	°C
T_l	temperatur fase cair	°C
$T_l(z)$	temperatur fase cair pada jarak z	°C
T_{ui}	temperatur fase cair sisi masuk.....	°C
T_{out}	temperatur sisi keluar.....	°C

T_s	temperatur <i>surface</i>	$^{\circ}\text{C}$
T_{sat}	temperatur saturasi	$^{\circ}\text{C}$
ΔT	beda temperatur.....	$^{\circ}\text{C}$
ΔT_e	efektif superheat sampai <i>bubble</i> tumbuh	$^{\circ}\text{C}$
ΔT_{sat}	beda temperatur saturasi dengan temperatur dinding	$^{\circ}\text{C}$
$\Delta T_{sat_{ONB}}$	beda temperatur fase cair dengan temperatur <i>surface</i> minimal...	$^{\circ}\text{C}$
ΔT_{sub}	beda temperatur dinding dengan temperatur saturasi	$^{\circ}\text{C}$
T_w	temperatur dinding.....	$^{\circ}\text{C}$
ν	viskositas kinematik.....	m^2/s
W_l	<i>mass flow rate</i> fase cair.....	kg/s
W_c	lebar kanal.....	m
x	kualitas massa uap.....	[-]
$x(z)$	kualitas massa uap pada jarak z	[-]
x_o	kualitas massa uap di sisi keluar.....	[-]
X	parameter Martinelli.....	[-]
X_{tt}	parameter Martinelli pada turbulen turbulen.....	[-]
z	panjang pipa yang akan dihitung	m
z_{sc}	panjang didih <i>subcooled</i>	m
α	maksimal lokal <i>void fraction</i>	[-]
α_h	<i>void fraction</i> model <i>homogeneous</i>	[-]
β	rasio aspek <i>bubble</i>	[-]
μ_l	viskositas dinamik fase cair	$\text{N s}/\text{m}^2$
μ_g	viskositas dinamik uap.....	$\text{N s}/\text{m}^2$
μ_{tp}	viskositas dinamik dua fase.....	$\text{N s}/\text{m}^2$
μ_w	viskositas dinamik air.....	$\text{N s}/\text{m}^2$
σ	tegangan permukaan.....	N/m
$\Delta\sigma$	perbedaan tegangan antara <i>bubble point</i> dan <i>dew point</i>	N/m
ρ_g	massa jenis uap.....	kg/m^3
ρ_l	massa jenis fase cair	kg/m^3

ϕ_t^2	multiplier gesekan dua fase pada fase cair	[-]
ψ_o	kontribusi untuk batasan <i>subcooled</i>	[-]
$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{F,l}$	gradien tekanan friksi dengan asumsi aliran fase cair	N/m ² m
$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{F,g}$	gradien tekanan friksi dengan asumsi aliran fase uap.....	N/m ² m

Daftar singkatan

COP	<i>Conference of Parties</i>
WWF	<i>World Wildlife Fund</i>
ODP	<i>Ozone Depletion Potential</i>
GWP	<i>Global Warming Potential</i>

Daftar Gambar

Gambar 2.1.	Korelasi F dari Chen	7
Gambar 2.2.	Daerah perpindahan kalor pada pipa kanal makro.....	9
Gambar 2.3	Pendekatan pertumbuhan nukleat ke <i>confinement bubble</i> pada kanal mikro	9
Gambar 2.4.	Korelasi S dengan Reynolds dua fase dari Chen	13
Gambar 2.5.	Dominasi perpindahan kalor konvektif dan perpindahan kalor didih nukleat.....	15
Gambar 2.6.	Perbandingan data koefisien perpindahan kalor eksperimen dengan persamaan Dittus Boelter.....	17
Gambar 2.7.	Variasi <i>wallsuperheat</i> (ΔT_{sat}) dan koefisien perpindahan kalor borongan rata-rata (a) pada kondisi <i>subcooled</i> dan awal saturasi dengan rentang fluks R-11 pada diameter 1.95 mm. Fluks kalor 88 kW/m ² pada (a) dan 53 kW/m ² pada (b) – (d). <i>Reynolds number</i> fase cair yang mengalir masuk pada test section (a) 9300, (b) 4700, (c) 2200 dan (d) 850.....	20
Gambar 2.8.	Kurva fluks kalor versus perbedaan temperatur dinding dan temperatur inlet.....	21
Gambar 2.9.	Koefisien perpindahan kalor aliran didih saturasi versus kualitas uap pada Z_{tc4} untuk temperatur inlet 30 dan 60 °C.....	22
Gambar 2.10.	Variasi temperatur dinding dan fluks kalor pada aliran didih di pipa.....	24
Gambar 2.11.	Kurva didih pada $G = 324 \text{ kg/m}^2\cdot\text{s}$; $T_{f,in} = 66.6 \text{ }^\circ\text{C}$	26
Gambar 2.12.	Parameter geometric <i>bubble</i> , (a) sebelum <i>bubble elongated</i> , (b) <i>Onset bubble elongation</i>	31
Gambar 2.13.	Variasi bentuk <i>bubble</i> selama <i>bubble</i> tumbuh pada channel 0,5 x 1,0 mm di $q = 104,2 \text{ kW/m}^2$	32

Gambar 2.14.	Dasar pendekatan <i>bubble confinement</i> dan <i>bubble elongation</i> (1) dan <i>bubble unconfined</i> (2).....	33
Gambar 3.1.	Perangkat penelitian.....	35
Gambar 3.2.	<i>Test section</i>	36
Gambar 3.3.	Pengujian <i>thermocouple</i> tipe K.....	37
Gambar 3.4.	<i>Pressure gauge</i>	38
Gambar 3.5.	<i>Pressure transmitter</i>	39
Gambar 3.6.	<i>Power Supply Pressure Transmitter</i>	39
Gambar 3.7.	Kalibrasi <i>Inlet Pressure Transmitter</i>	40
Gambar 3.8.	Kalibrasi <i>Outlet Pressure Transmitter</i>	40
Gambar 3.9.	<i>Preheater</i>	41
Gambar 3.10.	Coriolis Flow Meter.....	42
Gambar 3.11.	Perangkat data akusisi.....	43
Gambar 3.12.	<i>Cooling bath</i>	44
Gambar 3.13.	<i>Magnetic Pump</i>	44
Gambar 3.14.	Sistem Pendingin 3 PK.....	45
Gambar 3.15.	<i>Plate Heat Exchanger</i>	45
Gambar 3.16.	Pengukuran temperatur pada dinding bagian bawah dan atas berdasarkan waktu (a – e) dan pengukuran temperatur pada dinding bagian bawah dan atas pada titik pengukuran (f).....	49
Gambar 3.17.	Distribusi temperatur fluida kerja dan distribusi temperatur permukaan <i>test section</i>	51
Gambar 4.1.	Pengaruh <i>Reynolds number</i> pada <i>Nusslet Number</i> pada penelitian...	54

Gambar 4.2.	Pengaruh fluks massa pada koefisien perpindahan kalor pada penelitian.....	54
Gambar 4.3.	(a) Perbandingan Nusselt penelitian dengan <i>Nusselt number</i> dari Dittus & Boetler (1930) dan (b) Perbandingan Nusselt penelitian dengan persamaan baru dengan absis $Re^{1.913}Pr^{0.4}$	55
Gambar 4.4.	Perbandingan perpindahan kalor satu fase penelitian dengan perpindahan kalor persamaan baru.....	57
Gambar 4.5.	Perbandingan koefisien perpindahan kalor penelitian dengan korelasi perpindahan kalor yang telah ada sebelumnya: (a) korelasi Gneilinski (1975), (b) korelasi Wu & Little (1984), (c) korelasi S, Choi et al (1991) dan (d) korelasi Wang & Peng (1994)	59
Gambar 4.6.	Pengaruh kualitas uap pada <i>void fraction</i> penelitian.....	63
Gambar 4.7.	Pengaruh kualitas uap pada <i>void fraction</i> dari Jassim& Newell (2006).....	63
Gambar 4.8.	Pengaruh fluks kalor pada panjang <i>subcooled</i>	65
Gambar 4.9.	Pengaruh fluks kalor pada <i>void fraction</i>	65
Gambar 4.10.	Kualitas massa uap pada penelitian disepanjang pipa.....	66
Gambar 4.11.	Koefisien perpindahan kalor dua fase didih nukleat pada titik-titik pengukuran temperatur.....	67
Gambar 4.12.	Pengaruh fluks kalor terhadap perpindahan kalor didih nukleat	68
Gambar 4.13.	Perbandingan faktor <i>S</i> penelitian dengan persamaan baru faktor <i>S</i> prediksi	74

Daftar Tabel

Tabel 1.1.	Perjalanan konferensi untuk perubahan iklim.....	1
Tabel 1.2.	Dampak lingkungan dari beberapa refrigeran.....	3
Tabel 2.1.	Hasil penelitian Liu et al.....	25
Tabel 2.2.	Tipe pola aliran pada kanal mikro.....	34
Tabel 3.1.	Ketidakpastian <i>thermocouple</i> tipe K.....	37
Tabel 3.2.	Spesifikasi <i>pressure transmitter</i>	38
Tabel 3.3.	Spesifikasi <i>preheater</i>	41
Tabel 3.4.	Spesifikasi Coriolis.....	42
Tabel 3.5.	Spesifikasi cooling untuk bak pendingin.....	43
Tabel 3.6.	Spesifikasi <i>magnetic pump</i>	44
Tabel 3.7.	<i>Uncertainty</i>	48
Tabel 4.1.	Koefisien perpindahan kalor satu fase penelitian.....	53
Tabel 4.2.	Korelasi perpindahan kalor satu fase.....	56
Tabel 4.3.	Parameter penelitian aliran didih dua fase didih nukleat.....	60
Tabel 4.4.	Ketidakpastian kalor yang diterima fluida	61
Tabel 4.5.	Parameter penelitian fluks massa, fluks kalor, bilangan Reynolds dua fase terhadap koefisien perpindahan kalor dua fase didih nukleat	69
Tabel 4.6.	Korelasi koefisien perpindahan kalor dua fase pada kanal mikro.....	71

Abstrak

Kerusakan lingkungan hidup semakin menjadi issue penting dalam diskusi perubahan iklim di dunia. Penggunaan refrigeran natural pada saat ini menjadi alternatif pilihan sebagai pengganti refrigeran yang sering merusak lingkungan hidup, baik dampak akan pemanasan global maupun penipisan lapisan ozon. Koefisien perpindahan kalor mengindikasikan banyaknya kalor yang dapat dipindahkan oleh alat penukar kalor. Salah satu penggunaan refrigeran dalam bidang engineering adalah aplikasinya pada alat penukar kalor atau *heat exchanger*. Desain *heat exchanger* berkembang dengan penggunaan *heat exchanger* dengan dimensi pipa yang makin kecil atau dikenal dengan kanal mikro.

Penelitian ini bertujuan untuk mengkaji perpindahan kalor dua fase didih nukleat dan pengembangan korelasi perpindahan kalor satu fase sebagai bagian kontribusi terjadinya perpindahan kalor aliran dua fase didih nukleat. Penelitian perpindahan kalor aliran didih dua fase pada kanal mikro bertujuan untuk mendapatkan karakteristik perpindahan kalor dua fase dengan menggunakan parameter fluks massa, bilangan *Reynolds* dua fase dan fluks kalor pada penelitian yang dilakukan.

Metode penelitian menggunakan proses evaporasi pada pipa *test section* berdiameter 0.5 mm dan panjang 0.5 meter. Pengukuran temperatur pada dinding pipa serta pengukuran perbedaan temperatur dengan menggunakan *thermocouple* type K. Parameter pengukuran divariasikan untuk mendapatkan data penelitian. Hasil dari penelitian antara lain adalah perpindahan kalor satu fase dipengaruhi oleh bilangan *Reynolds*. Semakin tinggi bilangan *Reynolds* maka perpindahan kalor satu fase akan semakin tinggi. Dari data penelitian perpindahan kalor satu fase dikembangkan korelasi baru untuk perpindahan kalor satu fase pada kanal mikro dengan basis perpindahan kalor dari Dittus-Boelter. Korelasi baru perpindahan kalor satu fase adalah $7.608 \times 10^{-7} Re^{1.913} Pr^{0.4}$. Perbandingan data penelitian perpindahan kalor satu fase dengan persamaan baru perpindahan kalor satu fase mempunyai MRD = - 2.87% dan MAD = 30%. Perbandingan perpindahan kalor satu fase penelitian dengan korelasi peneliti yang sudah ada diperoleh MRD terendah dari peneliti Wang & Peng (1994) sebesar - 7% dan MRD tertinggi dari peneliti Dittus & Boelther (1930) sebesar minus 70%. Karakterisasi aliran kalor dua fase didih nukleat pada kanal mikro dengan refrigeran

natural (R-290) sangat dipengaruhi oleh fluks kalor, bilangan Reynolds dua fase dan tegangan permukaan.

Kata kunci: Perpindahan kalor, didih nukleat, R-290, kanal mikro

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Kerusakan lingkungan hidup semakin menjadi issue penting dalam diskusi perubahan iklim di dunia. Protokol Kyoto merupakan awal kesepakatan hukum pertama terhadap kekhawatiran atas kemungkinan tidak berjalannya kesepakatan yang telah dibuat sebelumnya. Tabel 1.1 memperlihatkan perjalanan konferensi untuk perubahan iklim yang dimulai di Swedia sampai dengan Paris pada tahun 2015.

Tabel 1.1. Perjalanan konferensi untuk perubahan iklim

Waktu	Tempat	Issue
5 Juni 1972	Stockholm, Swedia	Konferensi lingkungan hidup
3 Juni 1992	Rio de Jenairo, Brazil	Mengatur protokol agar benar-benar mengikat
Desember 1997	Kyoto, Jepang	Negosiasi protokol perubahan iklim
16 Maret 1998	Kyoto, Jepang	Penandatanganan protokol
15 Maret 1999	Kyoto, Jepang	Penutupan protokol
16 Februari 2005		Pemberlakuan Protokol Kyoto
3 Desember 2007	Bali, Indonesia	Persiapan kelanjutan perjanjian Kyoto yang akan berakhir 2012
7 Desember 2009	Copenhagen, Denmark	Mencegah terus meningkatnya pemanasan global
26 November 2012	Doha Qatar	Persetujuan perpanjangan perjanjian Kyoto
14 Juni 2014	Bonn, Jerman	Meratifikasi protokol Kyoto komitmen tahap kedua
30 November 2015	Paris Agreement COP 21 (Conference of Parties 21)	Kesadaran dan sikap baru untuk menghadapi perubahan iklim, menahan laju pemanasan global dibawah 2 °C

Protokol Kyoto tersebut mempunyai tantangan besar khususnya dari Amerika dengan alasan kekhawatiran melambatnya perekonomian dan pengekangan aturan yang terlalu ketat. Pertemuan di Paris, yang dikenal dengan *Paris Agreement* telah mengikat semua negara untuk berperan dalam menghadapi ancaman perubahan iklim, mengambil tindakan yang lebih secara progresif dan juga bersama mencapai tujuan yang melindungi kelompok rentan di dunia. *Paris Agreement* ini sudah menjadi salah satu motivasi untuk peneliti mengkaji refrigeran natural propan sebagai solusi jitu untuk meredam perubahan iklim.

WWF (*World Wildlife Fund*) memandang *Paris Agreement* tetap memerlukan penguatan dan dukungan tambahan (*accelerated actions*) dari tiap negara. Hanya dengan demikian langkah yang ditempuh berada pada jalur pengurangan emisi yang menahan laju pemanasan global di bawah 2.0 °C atau bahkan di bawah 1.5 °C.

Penggunaan refrigeran natural pada saat ini menjadi alternatif pilihan sebagai pengganti refrigeran yang sering merusak lingkungan hidup, baik dampak akan pemanasan global maupun penipisan lapisan ozon. Refrigeran R-290 adalah salah satu refrigeran natural yang mempunyai dampak lingkungan dengan nilai pemanasan global kurang dari 3 dan tidak mempunyai efek penipisan ozon (K.-I. Choi, Pamitran, Oh, & Saito, 2009).

Propana pertama kali diidentifikasi sebagai komponen yang mudah menguap di bensin oleh Walter O Snelling dari *US Bureau of Mines* pada tahun 1910. Cocok untuk digunakan dalam berbagai pendinginan dan aplikasi pengkondisian udara. Penggunaan R-290 meningkat karena dampak lingkungan yang rendah dan kinerja termodinamika baik.

Penurunan tekanan dan koefisien perpindahan kalor aliran didih dua fase sudah menjadi kecenderungan penelitian dalam bidang *engineering*. Penurunan tekanan berdampak terhadap penggunaan konsumsi energi pada pompa atau kompresor. Sedangkan koefisien perpindahan kalor mengindikasikan banyaknya kalor yang dapat dipindahkan oleh alat penukar kalor. Salah satu penggunaan refrigeran dalam bidang *engineering* adalah aplikasinya sebagai fluida kerja pada alat penukar kalor atau *heat exchanger*, terutama pada *condenser* dan *evaporator*.

Berikut ini pada tabel 1.2 disajikan tabel dampak beberapa refrigeran terhadap potensi penipisan ozon dan potensi pemanasan global.

Tabel 1.2. Dampak lingkungan dari beberapa refrigeran

Tipe Refrigeran	ODP	GWP
R-12	1	10900
R-22	0,055	1810
R-134a	0	1430
R-407A	0	2107
R-290	0	3
R-717	0	0
R-744	0	1

(Sumber: Linde Group, Refrigerant Environmental Data. Ozone Depletion and Global Warming Potential)

Desain penukar kalor berkembang pada penggunaan penukar kalor dengan dimensi pipa yang makin kecil atau dikenal dengan kanal mikro. Kanal mikro adalah pipa dengan diameter yang kecil, menurut Kandlikar & Grande (2002) kanal mikro berdiameter $200 \mu\text{m} \geq D_h > 10 \mu\text{m}$, sedangkan menurut Kew & Cornwell (1997) sifat fluida kerja mempunyai pengaruh terhadap ukuran diameter kanal mikro, yaitu nilai *Confinement number* (Co) lebih besar dari 0.5.

1.2 Perumusan Masalah

Fenomena perpindahan kalor aliran didih dua fase pada saluran pipa masih dalam pengkajian para peneliti dibidang *engineering*, terlebih pengkajian perpindahan kalor pada kanal mikro. Karakteristik perpindahan kalor pada kanal mikro perlu dikaji secara mendalam mengingat fenomena perpindahan kalor yang terjadi berbeda dengan perpindahan kalor pada kanal makro.

Parameter perpindahan kalor pada kanal mikro seperti fluks massa, bilangan Reynolds dua fase, tegangan permukaan dan fluks kalor menjadi perhatian penelitian karena pengaruhnya yang bervariasi pada kualitas uap tertentu.

1.3 Tujuan Penelitian

Penelitian perpindahan kalor aliran didih dua fase pada kanal mikro ini mempunyai beberapa tujuan yaitu:

- a. Pengkajian perpindahan kalor satu fase (konvektif) sebagai bagian kontribusi terjadinya perpindahan kalor aliran didih dua fase.

- b. Pengembangan korelasi baru untuk perpindahan kalor satu fase (konvektif) sebagai langkah awal untuk memprediksi perpindahan kalor pada aliran didih dua fase nukleat di kanal mikro.
- c. Karakteristik perpindahan kalor aliran dua fase didih nukleat pada kanal mikro dengan menggunakan parameter fluks massa, bilangan Reynolds dua fase dan fluks kalor.

1.4 Metodologi Penelitian

Penelitian yang dilakukan dengan eksperimen di laboratorium Teknik Mesin. Eksperimen yang dilakukan dimulai dari eksperimen perpindahan kalor satu fase dan dilanjutkan dengan eksperimen perpindahan kalor aliran dua fase didih nukleat.

1.5 Batasan Masalah

Batasan penelitian yang dilakukan pada perpindahan kalor satu fase pada kanal mikro berdiameter 0.5 mm dengan asumsi kualitas massa uap kurang dari satu. Batasan penelitian untuk perpindahan kalor dua fase dilakukan dengan asumsi:

- Model perpindahan kalor dua fase menggunakan model super posisi
- Model homogeneous untuk pendekatan *void fraction* dimana kecepatan kedua fase (cair dan uap) mengalir dengan kecepatan yang sama.
- Nilai temperatur saturasi \approx temperatur *bulk*

1.6 Sistematika Penulisan

Penulisan buku hasil riset ini terdiri dari 5 (lima) bab, daftar pustaka dan lampiran. Adapun ke-lima bab tersebut kami susun sebagai berikut:

Bab 1 Pendahuluan. Terdiri dari latar belakang, perumusan masalah, tujuan penelitian, batasan masalah dan sistematika penulisan.

Bab 2 Teori Pendukung. Terdiri atas dua bagian utama. Bagian pertama membahas teori dasar perpindahan kalor yang meliputi teori perpindahan kalor satu fase dan teori perpindahan kalor dua fase. Sedangkan pada bagian kedua membahas studi literatur yang dilakukan. Pada bagian ini berisikan *state of the art* dari penelitian perpindahan kalor pada kanal mikro.

Bab 3 Eksperimen. Bab ketiga ini menjelaskan secara rinci eksperimen yang dilakukan.

Bab 4 Pembahasan. Bab keempat menjabarkan pembahasan hasil penelitian dan analisisnya.

Bab 5 Kesimpulan dan Saran. Bab ini meringkas kesimpulan penelitian dan saran untuk perkembangan penelitian selanjutnya.

BAB II TEORI PENUNJANG

2.1 Koefisien Perpindahan Kalor

2.1.1 Koefisien Perpindahan Kalor Satu Fase

Persamaan perpindahan kalor satu fase (konvektif) direpresentasikan dari persamaan (Dittus & Boelter, 1930)

$$h_c = 0,023 Re_{TP}^{0,8} Pr_{TP}^{0,4} \frac{k_{TP}}{D} \quad (2.1)$$

Dimana secara berturut-turut dinyatakan h_c , Re_{TP} , Pr_{TP} , k_{TP} dan D adalah koefisien perpindahan kalor satu fase, bilangan Reynolds dua fase, bilangan Prandtl dua fase, konduktivitas thermal dua fase dan diameter pipa. Chen (1966) memberikan argumentasi bahwa beralasan menggunakan konduktivitas thermal liquid, hal ini dikarenakan kalor dipindahkan melalui liquid film ke aliran *annular* atau *dispersed*. Chen (1966) juga menambahkan parameter F sebagai rasio Re dua fase dengan Re fase cair sebagai berikut:

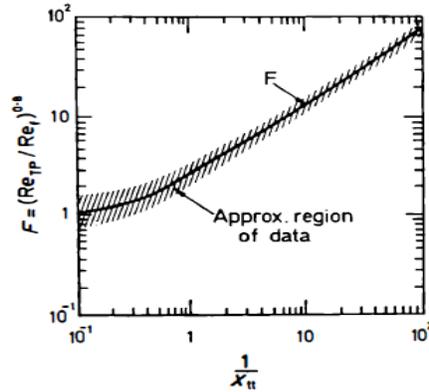
$$F = \left[\frac{Re_{TP}}{Re_l} \right]^{0,8} = \left[\frac{Re_{TP}}{G(1-x)D/\mu_l} \right]^{0,8} \quad (2.2)$$

Dimana secara berturut-turut dinyatakan Re_l , G dan μ_l adalah bilangan Reynolds fase cair, fluks massa, dan viskositas fase cair. Sehingga persamaan koefisien perpindahan kalor konvektif menjadi:

$$h_c = 0,023 \left[\frac{G(1-x)D}{\mu_l} \right]^{0,8} \left[\frac{\mu c_p}{k} \right]_l^{0,4} \left(\frac{k_l}{D} \right) (F) \quad (2.3)$$

Dimana secara berturut-turut dinyatakan c_{pl} , k_l adalah spesifik kalor fase cair dan konduktivitas thermal fase cair.

Chen (1966) dengan berdasarkan data eksperimennya memberikan grafik fungsi F . Gambar 2.1 memperlihatkan korelasi F dengan parameter Martinelli sebagai berikut:



Gambar 2.1. Korelasi F dari Chen (1966)

Gambar 2.1 korelasi F diatas menghubungkan parameter F dari fungsi Reynolds dengan parameter X dari Lockart & Martinelli (1949) dan data eksperimen dari Chen (1966). Parameter Martinelli merupakan perbandingan *friction presseure drop liquid* $\left(\frac{dp}{dz}\right)_{friction,l}$ dengan *friction pressure drop gas* $\left(\frac{dp}{dz}\right)_{friction,g}$.

$$X^2 = \frac{\left(\frac{dp}{dz}\right)_{friction,l}}{\left(\frac{dp}{dz}\right)_{friction,g}} = \frac{\left(\frac{2f_l G^2 (1-x)^2}{D \rho_l}\right)}{\left(\frac{2f_g G^2 x^2}{D \rho_g}\right)} = \left(\frac{f_l}{f_g}\right) \left(\frac{1-x}{x}\right)^2 \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right) \quad (2.4)$$

Dimana secara berturut-turut dinyatakan f_l , f_g , x , ρ_g dan ρ_l adalah faktor gesekan liquid, faktor gesekan uap, kualitas uap, massa jenis uap dan massa jenis liquid.

Chen, (1966) menggunakan data eksperimen dengan kondisi aliran fase cair turbulen dan uap (gas) turbulen, sehingga persamaan diatas menjadi:

$$X_{tt}^2 = \frac{\frac{0,079}{[GD(1-x)/\mu_l]^{0,25}}}{\frac{0,079}{[GDx/\mu_g]^{0,25}}} \left(\frac{1-x}{x}\right)^2 \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right) = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{1,75} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g}\right)^{0,25} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right) \quad (2.5)$$

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0,875} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g}\right)^{0,125} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{0,5} \quad (2.6)$$

Dari data eksperimen Chen, maka grafik hubungan F dengan $1/X_{tt}$ diperoleh sebagaimana grafik diatas.

Fenomena perpindahan kalor pada aliran dalam pipa silinder dikelompokkan pada tiga daerah/regim. Berikut disajikan gambar 2.2 daerah perpindahan kalor pada pipa konvensional.

Daerah A: perpindahan kalor pada aliran satu fase. Temperatur liquid rata-rata berada dibawah temperatur saturasi dan temperature liquid ini semakin meningkat dengan bertambahnya kalor yang diberikan. Pada daerah ini temperatur permukaan meningkat dengan kalor yang diterima. Temperatur permukaan awalnya berada dibawah temperatur saturasi, kemudian temperatur permukaan meningkat dan melebihi dari temperatur saturasi. Perbedaan temperatur permukaan dengan temperatur saturasi pada daerah disebut sebagai $\Delta T_{sat_{ONB}}$. Munculnya awal nukleat menandakan batas akhir dari daerah A. Minimal $\Delta T_{sat_{ONB}}$ untuk terjadinya awal nukleat dapat digunakan persamaan dari Davis & Anderson (1966):

$$\Delta T_{sat} = \left[\frac{8\sigma T_{sat} \dot{q}_{onb}}{i_{lg} \rho_g k_l} \right]^{0,5} \quad (2.7)$$

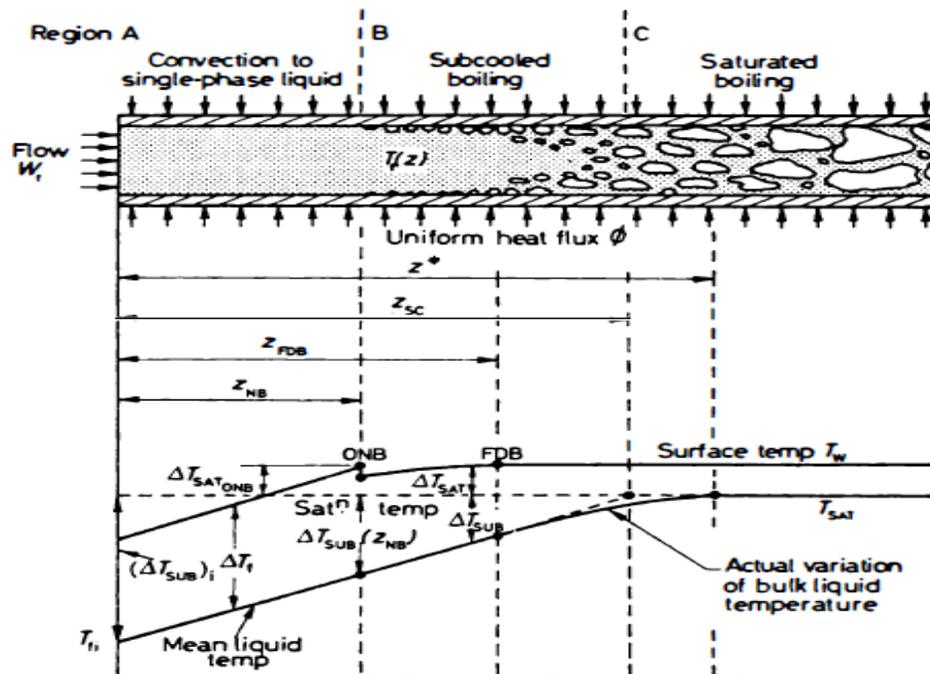
Dimana secara berturut-turut dinyatakan σ , T_{sat} , \dot{q}_{onb} dan i_{lg} adalah tegangan permukaan, temperatur saturasi, fluk kalor *onset nucleate boiling* dan kalor laten.

Persamaan kalor dapat digunakan sebagai berikut:

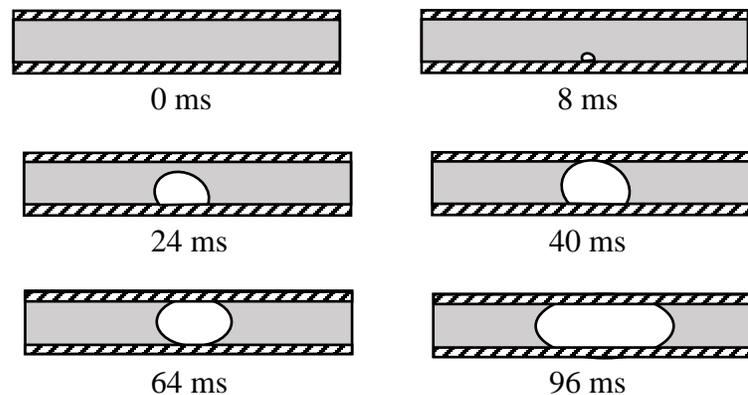
$$\dot{q} \pi D z = W_l c_{pl} (T_l(z) - T_{li}) \quad (2.8)$$

Dimana secara berturut-turut dinyatakan \dot{q} , z , W_l , $T_l(z)$ dan T_{li} adalah fluk kalor, panjang pipa, flow rate fase liquid, temperatur liquid pada jarak z dan temperatur liquid inlet.

Gambar 2.3 dibawah ini memperlihatkan pertumbuhan nukleat ke *confinement bubble* dan *unconfinement bubble* pada kanal mikro. Pada gambar tersebut pada waktu 0 ms fluida mengalir dalam satu fase. Pada waktu 8 ms nukleat tumbuh yang menandai terjadinya daerah didih *subcooled*. Pertambahan waktu 24 ms *bubble* membesar ditempat yang sama. Pada 40 ms *bubble* telah menyentuh dinding bagian atas dari kanal mikro.



Gambar 2.2. Daerah perpindahan kalor pada pipa makro kanal
(Sumber: Convective Boiling and Condensation (Collier & Thome, 1994))



Gambar 2.3. Pendekatan pertumbuhan nukleat ke *confinement bubble* pada kanal mikro

(Yin, Liaofei, & Jia, Li. (2016). Confined characteristics of bubble during boiling in Microchannel. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 74, 247-256)

Pada 48 ms bubble semakin membesar dan pada 64 ms *bubble* telah menjadi *elongated bubble*. Fenomena pertumbuhan nukleat pada kanal mikro ini sampai menyentuh dinding bagian atas pipa ditempat yang sama di kanal dengan *confinement bubble*. Fenomena ini tidak terjadi pada pipa konvensional atau makro kanal.

Daerah B: adalah didih *subcooled*. Daerah ini dimulai dari permulaan *onset boiling* sampai dengan batas didih *saturated*. Pada daerah ini temperatur permukaan diatas temperatur saturasi, sedangkan temperatur liquid masih dibawah temperatur saturasi, disebut sebagai ΔT_{sub} . Temperatur liquid semakin meningkat dan mendekati temperatur saturasi. Panjang posisi akhir subcooled boiling disebut dengan z_{sc} . Persamaan panjang tersebut sebagai berikut:

$$z_{sc} = L \frac{i_l - i_{li}}{\Delta i} \quad (2.9)$$

Dimana secara berturut-turut dinyatakan L , i_l dan Δi adalah panjang pipa, entalpi liquid dan peningkatan entalpi.

Panjang z_{sc} merupakan jumlah panjang daerah A dan daerah B. Dimana panjang daerah A dimulai dari awal kalor diberikan ke fluida kerja, sedangkan daerah B diakhiri di daerah dimana temperatur bulk fluida kerja berada pada awal temperatur saturasi fluida terjadi. Secara termodinamik, panjang z_{sc} sebanding dengan beda entalpi fluida pada temperatur saturasi dengan entalpi fluida saat masuk *test section*. Panjang L sebanding dengan penambahan entalpi dari sumber panas, dimana penambahan entalpi sama dengan besarnya kalor yang diterima fluida per kg/s. Dengan mempertimbangkan bahwa

$i_l - i_{li} = c_{pl}\Delta T = c_{pl}(T_{sat} - T_{li})$ dan $L = \frac{q}{\pi D \dot{q}}$, persamaan (2.9) dapat dikembangkan sebagai berikut:

$$z_{sc} = \frac{q/\pi D \dot{q}}{q/\dot{m}} c_p (T_{sat} - T_{li}) = \frac{\dot{m} c_{pl} (T_{sat} - T_{li})}{\pi D}$$

Atau

$$z_{sc} = \frac{G c_{pl} D}{4 \dot{q}} (T_{sat} - T_{li}) \quad (2.10)$$

Daerah C: merupakan daerah didih saturasi, dimana pada daerah tersebut temperatur *bulk* fluida berada pada kondisi saturasi sehingga penambahan kalor menyebabkan terjadinya perubahan fase liquid menjadi uap. Daerah ini dimulai dari batas akhir didih *subcooled*. Temperatur permukaan diatas temperatur liquid. Kualitas uap dari campuran liquid-uap pada jarak z dinyatakan berdasarkan termodinamik sebagai berikut Collier & Thome (1994):

$$x_{(z)} = \frac{i_{(z)} - i_l}{i_{lg}} \quad (2.11)$$

Dimana secara berturut-turut dinyatakan $x_{(z)}$ dan $i_{(z)}$ adalah kualitas uap pada jarak z dan entalphi pada jarak z .

Pada daerah ini nilai kualitas uap di suatu titik dapat ditentukan dengan persamaan dari Collier & Thome (1994):

$$x(z) = \frac{4\ddot{q}}{DGi_{lg}} (z - z_{sc}) \quad (2.12)$$

Persamaan diatas digunakan untuk $Z > Z_{sc}$, dimana nilai kualitas uap dalam rentang normal termodinamik. Dimana \ddot{q} , D , G , dan i_{lg} berturut-turut adalah fluk kalor, diameter pipa, fluks massa dan entalpi laten fluida.

Sedangkan kualitas uap pada *out let* dapat dinyatakan dengan:

$$x_o = \frac{\Delta i + i_{li} - i_l}{i_{lg}} \quad (2.13)$$

Dimana Δi , i_{li} , i_l dan i_{lg} berturut-turut adalah penambahan kalor per kg/s, entalpi fluida masuk *test section*, entalpi saturasi fluida dan entalpi laten fluida.

2.1.2 Koefisien Perpindahan Kalor Aliran Didih Dua Fase

Aliran didih dua fase dapat dikatakan dimulai pada daerah subcooled, dimana permulaan munculnya *onset nucleate boiling* terjadi dan dengan bertambahnya kalor yang diserap fluida kerja maka *bubble* yang muncul akan bertambah besar dan bertambah banyak. Dalam kondisi ini, peran didih nukleat mempengaruhi perpindahan kalor yang terjadi. Dengan demikian perpindahan kalor aliran didih dua fase ini dipengaruhi oleh perpindahan kalor didih nukleat dan perpindahan kalor *convective*.

Model super posisi adalah model untuk memprediksikan perpindahan kalor dua fase dengan metode menjumlahkan perpindahan kalor didih nukleat dan perpindahan kalor *convective*. Model super posisi ini dikembangkan oleh Rohsenow (1951) dan mirip dengan yang

dikembangkan oleh Chen (1966). Persamaan perpindahan kalor tersebut dengan menambahkan faktor *suppression* (S) dan parameter (F). Persamaan sebagai berikut:

$$h_{TP} = Sh_{nb} + Fh_c \quad (2.14)$$

Dimana secara berturut-turut dinyatakan h_{tp} , h_{nb} , dan h_c adalah koefisien perpindahan kalor dua fase, koefisien perpindahan kalor didih nukleat dan koefisien perpindahan kalor konvektif.

2.1.3 Koefisien Perpindahan Kalor Didih Nukleat

Pendekatan untuk menghitung perpindahan kalor didih nukleat diberikan oleh Rohsenow (1951) dengan memasukkan efek permukaan dan mengusulkan perpindahan kalor konvektif satu fase:

$$Nu = f(Re, Pr) \quad (2.15)$$

Dimana secara berturut-turut dinyatakan Nu , Re dan Pr adalah bilangan tidak berdimensi dari bilangan Nusselt, bilangan Reynolds dan bilangan Prandtl.

Kemudian Rohsenow (1951) menghubungkan Nu dengan Re dan Pr menjadi:

$$Nu = \frac{1}{C_{sf}} Re^{1-n} Pr^{-m} \quad (2.16)$$

Korelasi yang dikembangkan tidak banyak membantu karena efek permukaan dan C_{sf} tidak diketahui.

Forster & Zuber (1955) membuat persamaan perpindahan kalor didih nukleat dengan memasukkan perbedaan temperatur rata-rata *superheat* dan perbedaan tekanan uap.

$$h_{nb} = 0,00122 \left[\frac{k_l^{0,79} c_{pl}^{0,45} \rho_l^{0,49}}{\sigma^{0,5} \mu_l^{0,29} \rho_g^{0,24} \rho_g^{0,24}} \right] \Delta T_e^{0,24} \Delta P_e^{0,75} \quad (2.17)$$

Dimana secara berturut-turut dinyatakan ΔT_e dan ΔP_e adalah efektif superheat sampai *bubble* tumbuh dan perubahan tekanan uap berhubungan temperatur ΔT_e .

Chen (1966) menambahkan faktor penekan (*suppression factor*), yaitu rasio rata-rata *superheat* (ΔT_e) dengan (ΔT_{sat}).

$$S = [\Delta T_e / \Delta T_{sat}]^{0,99} \quad (2.18)$$

Dimana ΔT_{sat} adalah beda temperautr saturasi dengan temperatur dinding.

Dengan menggunakan persamaan Clausius-Clapeyron ΔT_e , persamaan menjadi:

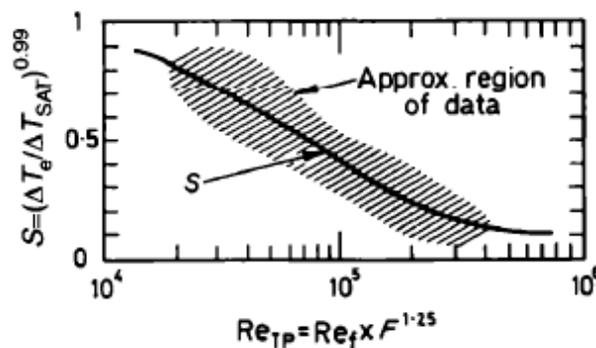
$$S = \left(\frac{\Delta T_e}{\Delta T_{sat}} \right)^{0,24} (\Delta P_e / \Delta P_{sat})^{0,75} \quad (2.19)$$

Dimana ΔP_{sat} adalah perubahan tekanan uap berhubungan temperatur ΔT_{sat}

Sehingga persamaan koefisien perpindahan kalor didih nukleat:

$$h_{nb} = 0,00122 \left[\frac{k_l^{0,79} c_{pl}^{0,45} \rho_l^{0,49}}{\sigma^{0,5} \mu_l^{0,29} \rho_g^{0,24} \rho_g^{0,24}} \right] \Delta T_{sat}^{0,24} \Delta P_{sat}^{0,75} (S) \quad (2.20)$$

Gambar 2.4 memperlihatkan korelasi S dengan Re dua fase dari data eksperimen (Chen, 1966):



Gambar 2.4. Korelasi S dengan Reynolds dua fase dari Chen (1966)

Pada gambar 2.4 tersebut nilai S tertekan (menurun) dengan meningkatnya Re dua fase.

2.2 State of the Art Perpindahan Kalor Aliran Didih Dua Fase Pada Kanal mikro

Penelitian perpindahan kalor pada aliran dalam pipa silinder berdiameter mikro sangat terbatas jumlahnya, berikut data literatur:

Lazarek & Black (1982) meneliti koefisien perpindahan kalor lokal, penurunan tekanan dan fluks kalor kritis di daerah didih saturasi dengan menggunakan refrigeran R-113 pada diameter pipa 0.31 cm dan panjang pipa 12.3 dan 24.6 cm. Persamaan koefisien perpindahan kalor yang digunakan merupakan fungsi dari bilangan tak berdimensi Reynolds dan *Boiling number* dengan dominasi didih nukleat dan relatif tidak tergantung pada kualitas uap (x). Batasan parameter dengan fluks massa 140 – 740 kg/s.m² dan kualitas uap 0 – 0.8.

$$Nu = 30Re^{0.857}Bo^{0.714} \quad (2.21)$$

Efek fluks kalor pada didih nukleat di karakterisasi oleh *Boiling number* sebagai berikut:

$$Bo = \frac{\dot{q}}{Gi_{lg}} \quad (2.22)$$

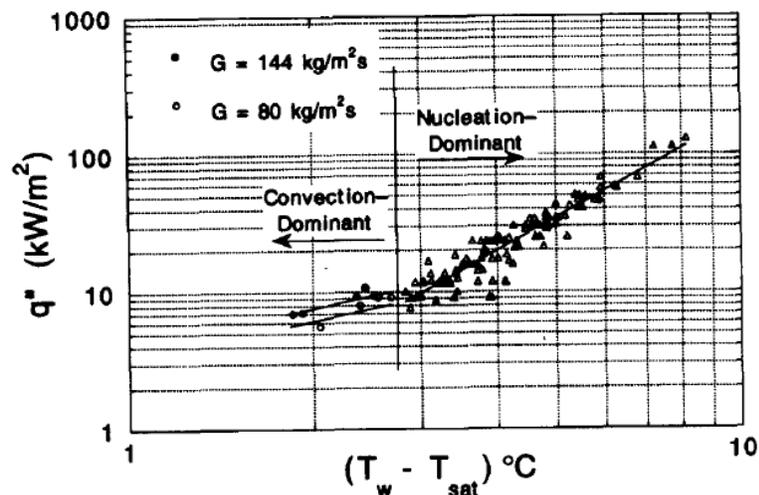
Dimana *Boiling number* didefinisikan sebagai rasio aktual fluks kalor terhadap fluks kalor maksimum yang dapat dicapai oleh penguapan total liquid.

France, Jendrzejczyk, & Iran (1993) mempelajari perpindahan kalor didih dengan refrigeran R-113 pada diameter 2.92 mm. Perpindahan kalor lokal diukur pada batasan fluks kalor 8.8 – 90.75 kW/m², fluks massa 50 – 300 kg/s.m² dan kualitas uap 0 – 0.9. Pola aliran slug lebih banyak dihasilkan pada diameter kecil jika dibandingkan dengan diameter besar. Nilai *Boiling number* tinggi sebagai akibat kombinasi fluks kalor yang tinggi dan fluks massa yang rendah. Nilai *Boiling number* yang tinggi dan pola *slug* mendominasi terjadinya mekanisme nukleat. Persamaan Lazarek & Black (1982) dan Stephan & Abdelsalam (1980) sangat baik digunakan untuk memprediksi perpindahan kalor pada *compact heat exchanger*.

Tran, Wambsganss, & France (1996) meneliti perpindahan kalor didih pada pipa berdiameter 2.46 mm dan pipa rectangular dengan diameter hidrolis 2.40 mm. Material pipa terbuat dari tembaga. Fluida kerja R-12. Perpindahan kalor lokal terjadi pada kualitas uap sampai 0.94, fluks massa 44 – 832 kg/s.m² dan fluks kalor 3.6 – 129 kW/m². Tekanan saturasi mendekati konstan 0.51 MPa.

Pada dinding *superheat* rendah, perpindahan kalor tergantung fluks kalor dan tidak tergantung fluks massa. Kondisi ini juga ditemukan pada Lazarek & Black (1982) dan Tran,

Wambsganss, Jendrzejczyk, & France (1993). Hasil ini menyiratkan bahwa perpindahan kalor pada pipa mikro pada proses evaporasi memperlihatkan perpindahan kalor didih nukleat lebih dominan dibandingkan perpindahan kalor konvektif. Terlebih dalam kualitas uap dalam batasan 0.2 – 0.8.



Gambar 2.5. Dominasi perpindahan kalor konvektif dan perpindahan kalor didih nukleat
(Sumber: Tran, TN, Wambsganss, MW, & France, DM. (1996). Small circular-and rectangular-channel boiling with two refrigerants. *International Journal of Multiphase Flow*, 22(3), 485-498)

Hal ini sangat berbeda dengan perpindahan kalor pada pipa makro yang mana perpindahan kalor didominasi oleh perpindahan kalor konvektif dengan kualitas uap > 0.2 . Mekanisme nukleasi yang dominan ini berkontribusi pada temuan bahwa perpindahan kalor pipa mikro menunjukkan peningkatan dibandingkan pada pipa besar.

Pada penelitian yang dilakukan dengan dinding *superheat* yang sangat rendah $\Delta T < \approx 2.75$ °C diperoleh dominasi perpindahan kalor konvektif. Dalam hal ini, perpindahan kalor tergantung pada fluks massa dan tidak tergantung fluks kalor. Daerah transisi dari dominasi didih nukleat dan konvektif ternyata agak tajam dan terjadi pada nilai ΔT_{sat} yang jauh lebih kecil daripada yang diperkirakan pada pipa berdiameter lebih besar.

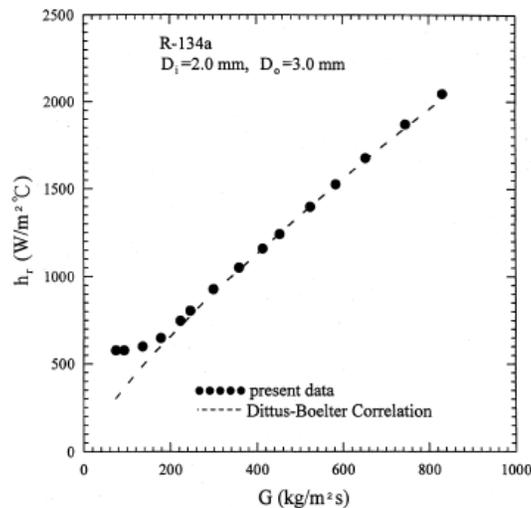
Kew & Cornwell (1997) paparannya menggambarkan aspek kerja dari aliran didih pada diameter 1.39 – 3.69 mm dengan panjang 500 mm. Fluida kerja yang digunakan R-141b.

Persamaan perpindahan kalor yang telah mapan sangat baik digunakan untuk memprediksi perpindahan kalor pada diameter besar, tetapi sangat buruk jika digunakan untuk diameter kecil. Model koefisien perpindahan kalor pada fluida terevaporasi dipipa kecil terjadi dari salah satu mekanisme dibawah ini:

1. *Nucleate boiling*
2. *Confined bubble boiling* (bubble yang selama masa tumbuh pada dinding pipa hingga bubble menyentuh keseluruhan dinding tanpa lepas dari dinding pipa).
3. *Convective boiling*
4. *Partial dry out*

Persamaan perpindahan kalor yang telah mapan tidak dapat diterapkan pada pipa kecil yang memiliki nilai *confinement number* lebih besar dari 0.5.

Yan & Lin (1998) menginvestigasi karakteristik perpindahan kalor dan penurunan tekanan proses penguapan untuk aliran R-134a pada pipa berdiameter 2.00 mm. Perbandingan data dari pipa besar ($D_i > 8.00$ mm) diketahui koefisien perpindahan kalor pada pipa kecil lebih tinggi 30 – 80% untuk semua kondisi. Koefisien perpindahan kalor tinggi pada proses penguapan dengan fluks kalor tinggi pada dinding pipa, kecuali jika kualitas uap tinggi. Secara umum koefisien perpindahan kalor tinggi pada temperatur saturasi yang tinggi. Fluks kalor mempunyai efek yang berbeda pada kualitas uap. Berikut disajikan gambar 2.6 perbandingan data koefisien perpindahan kalor eksperimen dengan persamaan Dittus Boetler. Pada fluks kalor rendah, koefisien perpindahan kalor akan meningkat dengan sedikit meningkatnya fluks massa. Tetapi pada fluks kalor tinggi, koefisien perpindahan kalor akan menipis dan berkurang dengan meningkatnya fluks massa. Efek fluks massa terhadap penurunan tekanan terjadi jika fluks massa meningkat maka penurunan tekanan meningkat. Meningkatnya fluks kalor juga menyebabkan meningkatnya penurunan tekanan. Perpindahan kalor pada pipa kecil lebih efektif dibandingkan perpindahan kalor pada pipa besar.



Gambar 2.6. Perbandingan data koefisien perpindahan kalor eksperimen dengan persamaan Dittus Boelter.

(Sumber : Yan, Yi-Yie, & Lin, Tsing-Fa. (1998). Evaporation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-134a in a small pipe. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 41(24), 4183-4194)

Bao, Fletcher, & Haynes (2000) melakukan penelitian pada pipa berdiameter 1.95 mm dengan fluida kerja R-11 dan HCFC123. Parameter yang digunakan fluks kalor 5 – 200 kW/m^2 ; fluks massa 50 – 1800 kg/s.m^2 ; kualitas uap 0 – 0.9; tekanan 200 – 200 kPa dan koefisien perpindahan kalor 1 – 18 $\text{kW/m}^2\text{K}$. Koefisien perpindahan kalor diperoleh sebagai fungsi fluks kalor dan tekanan sistem. Efek dari fluks massa dan kualitas uap pada batasan penelitian sangat rendah. Perpindahan kalor utamanya didominasi oleh didih nukleat. Efek konfektif sangat kecil karena rendahnya bilangan Reynolds dan konduktivitas fase cair. Perbedaan perpindahan kalor R-11 dan HCFC123 pada kondisi yang sama tidak terlalu signifikan. Perbandingan persamaan prediksi yang dilakukan menggunakan persamaan Chen (1966), Cooper (1984b), Gungor & Winterton (1987), Kutateladze (1961), Lazarek & Black (1982). Tidak ada persamaan yang dapat memprediksi data eksperimen dari batasan yang ada, namun kesemuanya menunjukkan dominasi didih nukleat. Persamaan Cooper (1984b) *pool boiling* yang menggambarkan akurasi yang rasional dari data eksperimen yang ada.

Yu, France, Wambsganss, & Hull (2002) mempelajari penurunan tekanan, perpindahan kalor didih dan fluks kalor kritis dengan fluida air pada pipa berdiameter 2.98 dengan panjang 0.91

meter. Penelitian dilakukan pada tekanan 200 kPa, fluks massa 50 – 200 kg/s.m²; dan temperatur masuk lingkungan 80 °C. Data penurunan dua fase dari saluran kecil penelitian ini secara konsisten lebih rendah daripada yang diharapkan pada saluran yang lebih besar pada fluks massa yang sama. Perpindahan kalor didih pada studi pipa kecil ini menunjukkan ketergantungan terhadap fluks kalor dan tidak tergantung terhadap fluks massa. Kecenderungan ini konsisten terjadi juga pada didih dengan refrigeran tetapi berbeda dengan didih pada pipa besar dimana efek fluks massa dominan. Pada pipa kecil dominasi didih nukleat lebih besar dibandingkan pada mekanisme konvektif dan bertahan sampai kualitas uap 0.5. Pada penelitian ini dikembangkan koefisien perpindahan kalor dua fase baru sebagai berikut:

$$X = 18.65 \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.5} \left(\frac{1-x}{x} \right) \frac{Re_g^{0.1}}{Re_l^{0.5}} \quad (2.23)$$

$$\phi_l^2 = X^{-1.9} \quad (2.24)$$

Dimana ϕ_l^2 adalah *two-phase multiplier liquid*.

Fluks kalor kritis terjadi pada kualitas uap tinggi antara 0.5 – 1.0. Kualitas uap yang terjadi lebih besar daripada yang terjadi dipipa besar. Kualitas uap pada fluks kalor kritis akan menurun dengan menurunnya fluks massa dan kecenderungan ini berbanding terbalik dengan di pipa besar.

Haynes & Fletcher (2003) melakukan penelitian untuk koefisien perpindahan kalor aliran didih subcooled pada pipa berdiameter 0.92 dan 1.95 mm. Parameter fluks kalor 11 – 170 kW/m²; fluks massa 110 – 1840 kg/s.m²; Reynolds number antara 450 – 12.000. Data di daerah *subcooled* dan saturasi terwakili dengan baik oleh persamaan sederhana dari kontribusi perpindahan kalor konvektif dan didih nukleat.

Gambar 2.6 dibawah menunjukkan adanya efek fluks massa pada koefisien perpindahan kalor di daerah *subcooled*, tetapi tidak teridentifikasi pada aliran fluida yang rendah. Seperti pada gambar (b) – (d) tidak tergantung dengan fluks massa, meskipun koefisien perpindahan

kalor konvektif hanya bervariasi antara disekitar faktor 5. Analisis pengamatan diperumit oleh terjadinya berbagai rezim aliran (laminar dan transisi) dan dengan efek masuk.

Untuk aliran transisi turbulen dengan ($2300 < Re < 10,000$) (Gnielinski, 1976) dapat digunakan untuk menghitung koefisien perpindahan kalor konvektif satu fase. Berikut persamaannya:

$$Nu = \frac{(Re-1000)Pr \frac{f}{2}}{1.07+12.7(Pr^{\frac{2}{3}}-1)\sqrt{\frac{f}{2}}} \text{ dimana } \frac{f}{2} = 0.0396Re^{-0.25} \quad (2.25)$$

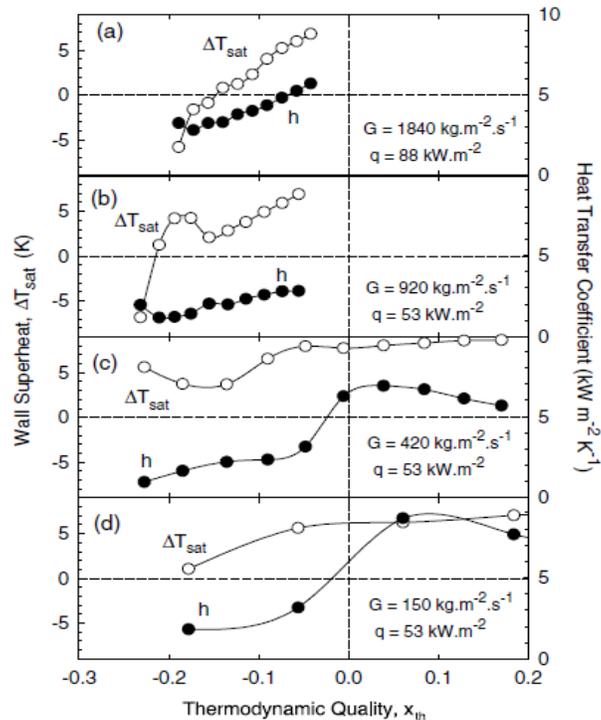
Dimana f adalah faktor gesekan.

Di didih *subcooled*, angka Reynolds yang rendah yang biasanya terjadi di aliran dalam pipa kecil dan umumnya akan memberikan kontribusi efek konvektif yang relatif lemah pada didih saturasi dan setelah ONB terjadi.

Sebelum *onset nukleate boiling* dan sangat dibawah kondisi *post subcooled* ONB ($\Delta T_{\text{sat}} \ll \Delta T_{\text{mean}}$) maka komponen perpindahan kalor konvektif mendominasi. Dalam aplikasi, aliran laminar atau transisi dan efek masuk satu fase liquid sangat penting diperhitungkan dalam komponen perpindahan kalor konvektif.

Komponen didih nukleat menjadi sangat penting dan mendominasi jika liquid *subcooled* mendekati saturasi, khususnya jika fluks kalor tinggi atau fluks massa rendah. Persamaan dari Gorenflo *pool boiling* dimana persamaan fluks kalor didih nukleat dihitung sebagai $q_{\text{nb}} = q - h_c \Delta T_{\text{mean}}$. Tidak ada bukti *supression* didih nukleat karena efek konvektif, yang konsisten dengan keyakinan bahwa fenomena ini tidak ada sama sekali, atau bahwa efek tersebut dapat diabaikan pada bilangan Reynolds yang rendah. Begitu ONB tercapai, penambahan mekanisme nukleat akan terlihat adanya kenaikan koefisien perpindahan kalor eksperimen. Pengaruh fenomena nukleat dan *bubble* yang terkandung dalam mekanisme ini nampaknya secara signifikan lebih besar daripada peningkatan koefisien perpindahan kalor konvektif dan menyimpulkan bahwa tidak perlu menambahkan peningkatan koefisien perpindahan kalor konvektif, bahkan pada aliran laminar. Gambar 2.7 memperlihatkan

variasi *wallsuperheat* (ΔT_{sat}) dan koefisien perpindahan kalor borongan rata-rata pada kondisi subcooled dan awal saturasi dari penelitian yang dilakukan.



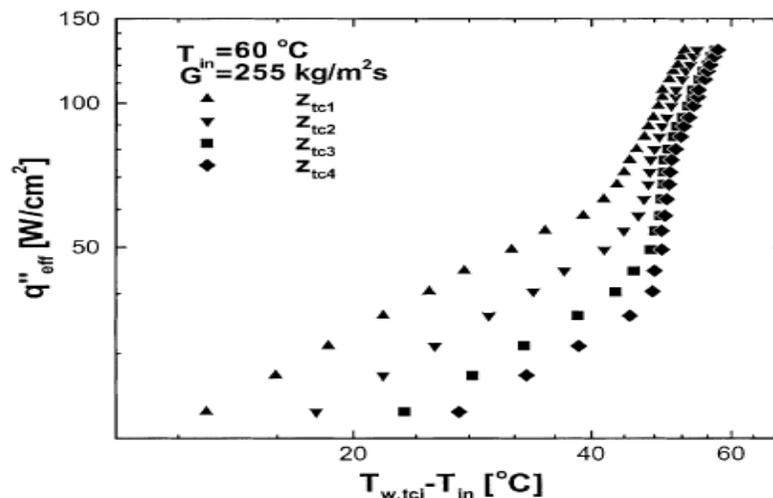
Gambar 2.7. Variasi *wallsuperheat* (ΔT_{sat}) dan koefisien perpindahan kalor borongan rata-rata pada kondisi subcooled dan awal saturasi dengan rentang fluks R-11 pada diameter 1.95 mm. Fluks kalor 88 kW/m^2 pada (a) dan 53 kW/m^2 pada (b) – (d). Reynolds number liquid yang mengalir masuk pada *test section* (a) 9300, (b) 4700, (c) 2200 dan (d) 850.

(Sumber : (Haynes & Fletcher, 2003), Subcooled flow boiling heat transfer in narrow passages. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46(19), 3673-3682.)

Beberapa peningkatan komponen perpindahan kalor satu fase diamati pada beberapa kasus, terutama pada aliran laminar. Karena efeknya terlihat bahkan ketika dinding berada di bawah suhu saturasi fluida, diyakini bahwa efek ini disebabkan oleh *outgassing* sampel uji yang tidak memadai, yang menyebabkan pelepasan gas dan formasi *bubble* karena fluida dipanaskan melalui daerah *subcooled*. Efeknya bisa dikaitkan dengan jejak gas terlarut (fraksi massa $< 0,1\%$) dan umumnya tidak signifikan saat ONB terjadi.

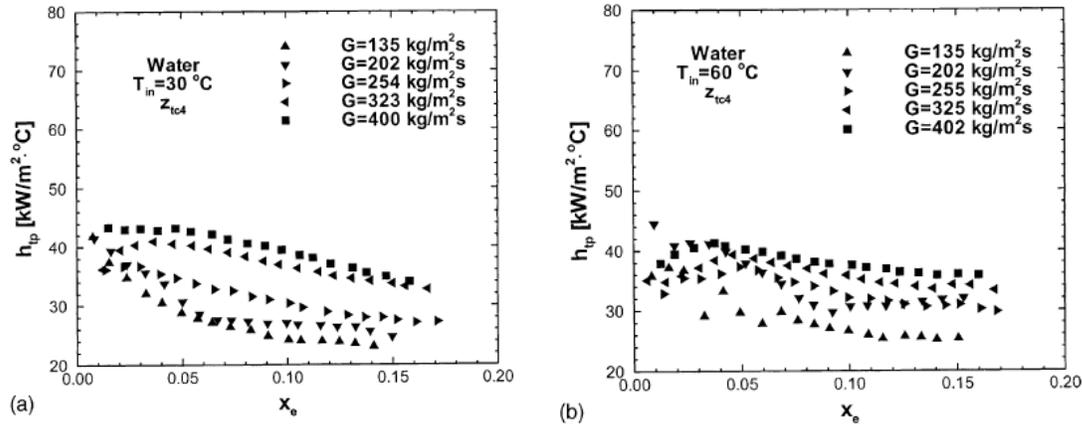
Qu & Mudawar (2003) mempelajari pengukuran dan prediksi perpindahan kalor aliran didih saturasi di pendingin kalor pada pipa kecil yang berpendingin air. Pipa *micro heat sink* terdiri dari 21 pipa parallel dengan ukuran 231 x 713 μm . Rentang fluks massa 135 – 402 kg/s.m^2 ; temperature inlet 30 dan 60 $^{\circ}\text{C}$ dan tekanan outlet 1.17 bar. Hasil menunjukkan adanya transisi mendadak ke aliran annular mendekati kualitas uap di titik nol dan mengungkapkan mekanisme perpindahan kalor yang dominan adalah didih konvektif paksa yang sesuai dengan aliran annular. Bertolak belakang dengan kecenderungan pada pipa besar, dimana perpindahan kalor menurun dengan meningkatnya kualitas uap. Kecenderungan unik ini dikaitkan dengan *entrainment* tetesan yang cukup besar pada permulaan pengembangan daerah aliran annular, dan peningkatan laju alir massa film annular oleh endapan tetesan di hilir.

Gambar 2.8 menunjukkan pada fluks kalor rendah kemiringan dari kurva didih bersifat konstan, hal ini mengindikasikan perpindahan kalor satu fase. Jika fluks kalor meningkat, kemiringan kurva didih meningkat pertama kali di titik Z_{tc4} , hal ini menunjukkan aliran didih sudah dimulai di lokasi tersebut.



Gambar 2.8. Kurva fluks kalor versus perbedaan temperatur dinding dan temperatur *inlet*. (Sumber: Qu, Weilin, & Mudawar, Issam. (2003). Flow boiling heat transfer in two-phase micro-channel heat sinks—I. Experimental investigation and assessment of correlation methods. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46(15), 2755-2771)

Gambar 2.9 (a) dan (b) memperlihatkan variasi koefisien perpindahan kalor didih saturasi terhadap kualitas uap pada z_{tc4} (thermocouple ke-4) untuk temperatur masuk 30 dan 60 °C.



Gambar 2.9. Koefisien perpindahan kalor aliran didih saturasi versus kualitas uap pada Z_{tc4} untuk temperatur *inlet* 30 dan 60 °C.

(Sumber: Qu, Weilin, & Mudawar, Issam. (2003). Flow boiling heat transfer in two-phase micro-channel heat sinks—I. Experimental investigation and assessment of correlation methods. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46(15), 2755-2771.)

Kecenderungan dari hasil observasi memperlihatkan penurunan koefisien perpindahan kalor dengan meningkatnya kualitas. Secara implisit koefisien perpindahan kalor menurun dengan naiknya fluks kalor. Kecenderungan ini tidak mendukung mekanisme didih nukleat, dimana normalnya koefisien perpindahan kalor meningkat signifikan dengan meningkatnya fluks kalor karena munculnya nukleat *bubble* lebih intensif. Studi visualisasi sebelumnya menyatakan aliran didih pada kanal mikro dengan pola aliran annular didominasi oleh fluks kalor tinggi. Berdasarkan fakta ini disimpulkan didih konvektif mendominasi mekanisme untuk daerah saturasi pada *heat sink* kanal mikro.

Telah diterima secara luas bahwa aliran didih saturasi di pipa diatur oleh dua mekanisme: didih nukleat dan konvektif paksa. Di daerah dominan didih nukleat, cairan di dekat dinding pipa yang dipanaskan *superheated* sampai tingkat yang cukup untuk mempertahankan nukleasi dan pertumbuhan gelembung uap. Koefisien perpindahan kalor di wilayah ini bergantung pada fluks kalor, namun umumnya jauh kurang sensitif terhadap kecepatan massa

dan kualitas uap. Daerah didih nukleat biasanya terkait dengan pola aliran *bubble* dan *slug*, dan daerah didih konvektif paksa dengan pola aliran annular. Di wilayah dominan didih konvektif paksa, besarnya h_p menyebabkan penekanan (*suppression*) nukleasi di sepanjang dinding yang dipanaskan, sehingga kalor dipindahkan terutama oleh konvektif satu fase melalui film cairan tipis melingkar dan terbawa oleh penguapan pada antarmuka cairan-uap. Koefisien perpindahan kalor di wilayah ini bergantung pada kecepatan massa dan kualitas uap, namun cukup bebas dari fluks kalor.

Kesimpulan yang diambil adalah koefisien perpindahan kalor didih saturasi pada pipa *micro heat sink* sangat kuat didominasi oleh fluks massa, dan sangat lemah oleh fluks kalor. Dominasi pola aliran dua fase pada pipa mikro adalah aliran annular pada fluks kalor sedang hingga tinggi. Pengamatan ini memberi kepercayaan pada hipotesis bahwa perpindahan kalor dominan oleh mekanisme konvektif paksa dan bukan didih nukleat.

Liu & Garimella (2007) melakukan penelitian pada kanal mikro dengan menggunakan air sebagai fluida kerja. Bagian uji kanal mikro yang digunakan berukuran $275 \mu\text{m} \times 636 \mu\text{m}$. Menerangkan dalam pembagian 3 daerah perpindahan kalor yang telah ada, maka koefisien perpindahan kalor rata-rata dapat dinyatakan dengan:

$$\bar{h} = (h_{sp}L_{sp} + h_{sub}L_{sub} + h_{sat}L_L)/L \quad (2.26)$$

Dimana secara berturut-turut dinyatakan h_{sp} , L_{sp} , h_{sub} , L_{sub} , h_{sat} dan L_L adalah koefisien perpindahan kalor satu fase, panjang satu fase, koefisien perpindahan kalor didih subcooled, panjang subcooled, koefisien perpindahan kalor didih saturasi dan panjang saturasi.

Reynolds number fluida kerja yang terjadi pada daerah satu fase kurang dari 1600. Sehingga penggunaan persamaan Dittus Boetler dipertanyakan, mengingat aliran dalam kanal mikro adalah laminar. Sebagai penggantinya bisa digunakan Sieder & Tate (1936) atau R. Shah & London (1978) atau menggunakan persamaan P.-S. Lee, Garimella, & Liu (2005).

Sedangkan untuk koefisien perpindahan kalor daerah didih *subcooled*, korelasi yang telah banyak dikutip adalah milik M. M. Shah (2017), dengan persamaan sebagai berikut:

$$h_{tp} = h_{sp} \left[1 + (\psi_o - 1) \frac{T_w - T_s}{T_w - T_l} \right] \quad (2.27)$$

Nilai ψ_o disarankan dengan persamaan sebagai berikut:

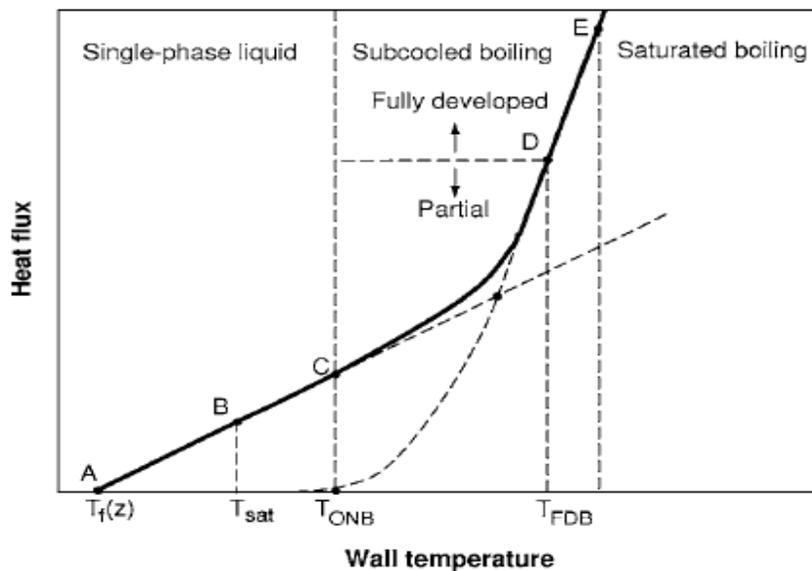
$$\psi_o = \begin{cases} 230Bo^{0,5} & (Bo > 3 \times 10^{-5}) \\ 1 + 46Bo^{0,5} & (Bo < 3 \times 10^{-5}) \end{cases} \quad (2.28)$$

Koefisien perpindahan kalor dua fase dengan pendekatan model super posisi yang dikembangkan oleh Bennett & Chen (1980), Chen (1966), Edelstein, Perez, & Chen (1984) seperti pada tulisan diatas, dengan menformulasikan nilai F dan S sebagai berikut:

$$F = \phi_{l,tt}^{0,89} = (1 + X_{tt}^{-0,5})^{1,78} \quad (2.29)$$

$$S = 0,9622 - 0,5822 \left[\tan^{-1} \left(\frac{Re_l F^{1,25}}{6,18 \times 10^4} \right) \right] \quad (2.30)$$

Gambar 2.10 memperlihatkan kurva didih mengilustrasikan variasi fluks kalor sebagai fungsi temperatur dinding.



Gambar 2.10. Variasi temperatur dinding dan fluks kalor pada aliran didih di pipa
(Sumber: Liu, Dong, & Garimella, Suresh V. (2007). Flow boiling heat transfer in microchannels. *Journal of Heat Transfer*, 129(10), 1321-1332.)

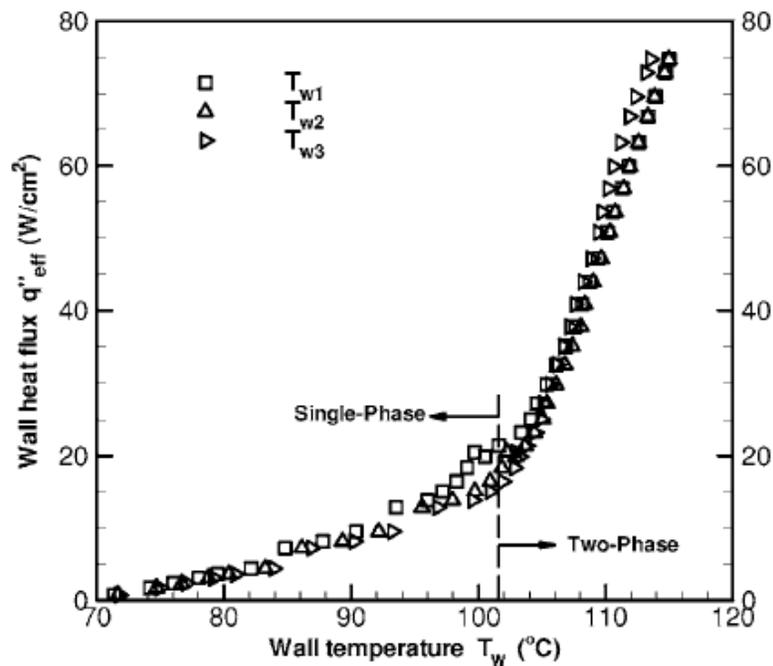
Fluida masuk di titik A dengan satu fase *subcooled*. Model perpindahan kalor adalah perpindahan kalor konvektif satu fase sampai titik C, dimana temperatur dinding berlebih yang menjadi nilai untuk ONB. Pada titik ini dan seterusnya, konvektif satu fase dan didih nukleat berkontribusi pada total perpindahan kalor. Komponen konvektif kemudian dibanjiri oleh perpindahan kalor didih mulai dari titik D ketika daerah *fully developed boiling* mulai terjadi. Bagian pertengahan antara C – D didefinisikan daerah *partial boiling*. Fluida menyerap kalor secara kontinyu, didih saturasi *establish* di lokasi E, yaitu ketika *bulk* temperatur mencapai lokal temperatur saturasi. Melampui/melebihi titik ini, uap meningkat tajam sampai *dryout* terjadi. Berikut disajikan dalam tabel 2.1 hasil penelitian Liu et al.

Tabel 2.1. Hasil penelitian Liu et al

Case	u_o (m/s)	G (kg/sm ²)	$T_{f,in}$ (°C)	q''_{max} (W/cm ²)	$X_{exit, max}$
1	0.33	324	66.6	111.1	0.16
2	0.34	327	77.9	116.1	0.19
3	0.33	319	78.7	106.5	0.18
4	0.33	323	84.8	119.7	0.20
5	0.33	322	89.2	115.5	0.20
6	0.33	321	94.9	106.1	0.19
7	0.68	663	66.5	117.8	0.05
8	0.67	651	77.6	99.1	0.05
9	0.68	655	85.7	111.2	0.07
10	0.68	661	89.2	118.0	0.08
11	0.68	662	78.9	112.7	0.06
12	0.68	652	94.8	96.4	0.07
13	0.95	921	78.3	104.3	0.03
14	0.95	919	85.6	117.1	0.05
15	0.96	926	93.2	115.1	0.06
16	1.33	1283	87.8	114.7	0.03

(Sumber: Liu, Dong, & Garimella, Suresh V. (2007). Flow boiling heat transfer in microchannels. *Journal of Heat Transfer*, 129(10), 1321-1332.)

Dalama penelitiannya terobservasi dalam daerah satu fase, fluida dengan temperatur masuk atau kecepatan rendah dapat mengabaikan fluks kalor yang tinggi jika dapat menjaga sama dinding *superheat*. Pada daerah satu fase penurunan tekanan menurun dengan meningkatnya fluks kalor dikarenakan menurunnya viskositas air pada temperatur yang lebih tinggi. Setelah ONB penurunan tekanan meningkat pesat ketika efek percepatan jumlah uap menjadi jelas. Pada gambar 2.11 memperlihatkan kurva didih pada penelitian Liu & Garimella (2007) dimana absis menggunakan temperatur dinding dan ordinat menggunakan fluks kalor.



Gambar 2.11. Kurva didih pada $G = 324 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$; $T_{f,\text{in}} = 66.6 \text{ }^\circ\text{C}$

(Sumber: Liu, Dong, & Garimella, Suresh V. (2007). Flow boiling heat transfer in microchannels. *Journal of Heat Transfer*, 129(10), 1321-1332.)

Dongliu mengembangkan persamaan baru dengan model super posisi. Dan memberikan persamaan untuk nilai F sebagai berikut:

Koefisien perpindahan kalor dari korelasi Sieder & Tate (1936), yaitu:

$$h_c = 1.86(Re_{tp} Pr_{tp} D_h/L)^{1/3} \left(\frac{\mu_{tp}}{\mu_w}\right)^{0.14} \left(\frac{k_{tp}}{D_h}\right) \quad (2.31)$$

$$\text{Atau dapat dituliskan dengan } h_c = h_{sp} \left(\frac{Re_{tp}}{Re_l} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_{tp}}{\mu_l} \right)^{0.14} \left(\frac{k_{tp}}{k_l} \right) \quad (2.32)$$

$$F = \frac{h_c}{h_{sp}} = \left(\frac{Re_{tp}}{Re_l} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_{tp}}{\mu_l} \right)^{0.14} \left(\frac{k_{tp}}{k_l} \right) \left(\frac{Pr_{tp}}{Pr_l} \right)^{1/3} \quad (2.33)$$

$$F = (\phi_l^2)^{1/4} \left(\frac{\mu_{tp}}{\mu_l} \right)^{0.105} \left(\frac{c_{p,tp}}{c_{p,l}} \right)^{1/4} \left(\frac{k_{tp}}{k_l} \right)^{3/4} \quad (2.34)$$

Sedangkan faktor S diturunkan dari regresi analisis. Dengan pendekatan ini nilai S berkorelasi dengan Re dua fase, yaitu:

$$S = \frac{h_{tp,exp} - F h_{sp}}{h_{nb}} \propto \text{func}(Re_{tp}) \quad (2.35)$$

$$S = \exp \left[36.57 - \frac{55746}{(Re_l F^3)} - 3.4 \ln(Re_l F^3) \right] \quad (2.36)$$

Kesimpulan dari penelitian adalah investigasi penelitian telah dilakukan pada aliran didih pada kanal mikro. Pengukuran yang dilakukan meliputi temperatur dinding, fluida kerja dan pengukuran tekanan. Perhitungan koefisien perpindahan kalor didih *subcooled* dan didih saturasi telah dilakukan. Persamaan baru yang dikembangkan pada daerah didih saturasi. Persamaan tersebut dapat dimanfaatkan untuk mendisain *heat sink* kanal mikro pada *subcooled* dan didih saturasi dengan kualitas uap rendah.

Li & Wu (2010) melakukan riset dari hasil percobaan perpindahan kalor aliran didih saturasi di kanal mikro untuk konfigurasi multi-pipa dan pipa tunggal diperoleh dari literatur. Database terkumpul berisi lebih dari 3700 data, mencakup berbagai macam fluida kerja, kondisi operasional, dan dimensi kanal mikro yang berbeda. Seluruh database dianalisis dengan menggunakan berbagai korelasi yang ada untuk memverifikasi keakuratan masing-masing. Namun, tidak ada korelasi yang ada yang bisa memprediksi data secara tepat. Dengan menggunakan *Boiling number*, *Bond number* dan *Reynolds number*, korelasi umum untuk perpindahan kalor evaporasi pada kanal mikro dibuat. Selain itu, *Bond number* dalam memprediksi koefisien perpindahan kalor dapat digunakan sebagai kriteria untuk

mengklasifikasikan aliran sebagai kanal mikro atau sebagai pipa makro kanal. Dengan menggunakan metode regresi, dikembangkan persamaan baru sebagai berikut:

$$Nu_{tp} = 334Bo^{0.3}(BdRe_l^{0.36})^{0.4} \quad (2.37)$$

Diman Bd adalah bilangan Bond.

Sejumlah besar data eksperimental (3744) perpindahan kalor aliran didih saturasi di kanal mikro dari berbagai sumber dikompilasi dan dibandingkan dengan korelasi yang paling banyak digunakan seperti, persamaan Gungor & Winterton (1987), Kandlikar (1990), Lazarek & Black (1982), J. Lee & Mudawar (2005), Saitoh, Daiguji, & Hihara (2005); Tran et al., (1996), Warriar, Dhir, & Momoda (2002), Yu et al., (2002) tidak ada yang bisa memprediksi data secara akurat dari rentang yang luas. Korelasi tersebut menyajikan hasil yang secara drastis berbeda untuk kumpulan data yang sama, karena hanya berdasarkan kumpulan data eksperimental atau data mereka sendiri.

Dua karakteristik aliran didih saturasi pada kanal mikro adalah *Bond number* rendah dan aliran laminar, yang berbeda dengan pipa makro/konvensional. Pentingnya *Bond number*, yang berkaitan dengan ukuran nominal bubble ke ukuran pipa, dan bilangan *Reynolds liquid* telah terungkap. Angka non dimensional gabungan *Bond number* dan *Reynolds number* memainkan peran penting dalam pengembangan korelasi baru. Korelasi baru terbentuk dengan memasukkan *Boiling number*. Hal ini dapat memprediksi keseluruhan database dalam rentang cairan fluida kerja yang dapat diterima pada berbagai kondisi operasional pada dimensi kanal mikro yang berbeda: kesalahan absolut rata-rata 26,13%, dan standar deviasi 45,71%, lebih rendah dari korelasi yang ada.

Oh, Pamitran, Choi, & Hrnjak (2011) melakukan investigasi atas perpindahan kalor didih aliran dua fase dengan fluida kerja R-22, R-134a, R-410A, CO₂, dan C₃H₈. Diamater pipa yang digunakan 0.5, 1.5 dan 3.0 mm. Fluks kalor antara 5 – 40 kW/m². Fluks massa 50 – 600 kg/s.m². Temperatur saturasi 0 - 15 °C. Fluks massa tidak memberikan efek signifikan terhadap koefisien perpindahan kalor pada kualitas uap rendah. Terindikasi perpindahan kalor didih nukleat mendominasi. Tingginya didih nukleat terjadi karena sifat fisik dari fluida refrigeran seperti, tegangan permukaan dan tekanan, serta pengaruh pola aliran didih pada

pipa kecil. Pola *dry-patch* lebih mudah terjadi pada pipa kecil dan pada fluks massa yang tinggi.

Fluks kalor mempunyai efek yang besar pada koefisien perpindahan kalor yang juga menunjukkan dominasi kontribusi perpindahan kalor mendidih nukleat. Pada kualitas uap yang tinggi, didih nukleat tertekan, atau kontribusi perpindahan kalor *convective* mendominasi. Hal ini menunjukkan efek fluks kalor rendah pada koefisien perpindahan kalor.

Koefisien perpindahan kalor meningkat dengan meningkatnya temperatur saturasi sebab pengaruh yang besar dari didih nukleat. Temperatur saturasi yang tinggi menyebabkan tegangan permukaan rendah dan tekanan tinggi. Pembentukan uap dalam proses mendidih menunjukkan bahwa tegangan permukaan yang lebih rendah dan tekanan yang lebih tinggi memberikan koefisien perpindahan kalor yang lebih tinggi.

Pada diameter pipa yang lebih kecil maka koefisien perpindahan kalor akan lebih tinggi pada kualitas uap yang rendah. Hal ini karena didih nukleat lebih aktif pada pipa yang lebih kecil. Semakin kecil pipa menyebabkan permukaan kontak untuk perpindahan kalor meningkat. Semakin aktif didih nukleat menyebabkan *dry patch* terjadi lebih awal. Penurunan kualitas uap yang cepat dalam koefisien perpindahan kalor dapat diturunkan untuk tabung yang lebih kecil. Hal ini diduga bahwa aliran annular akan muncul pada kualitas yang lebih rendah dalam tabung yang lebih kecil, dan oleh karena itu, kualitas kering akan relatif lebih rendah untuk tabung yang lebih kecil.

Persamaan baru dibuat dengan menggunakan model super posisi, berikut kriteria persamaan baru yang diusulkan:

$$S = 0.279(\phi_l^2)^{-0.029} Bo^{-0.098} \quad (2.38)$$

$$F = MAX[(0.023\phi_l^2 + 0.76), 1] \quad (2.39)$$

$$h_{nb} = 55P_r^{0.12}(-0.4343\ln P_r)^{-0.55} M^{-0.5} \dot{q}^{0.67} \quad (2.40)$$

Dimana secara berturut-turut P_r , M dan \dot{q} adalah tekanan reduce (perbandingan tekanan fluida dengan tekanan kritis), berat molekul dan fluk kalor yang diberikan.

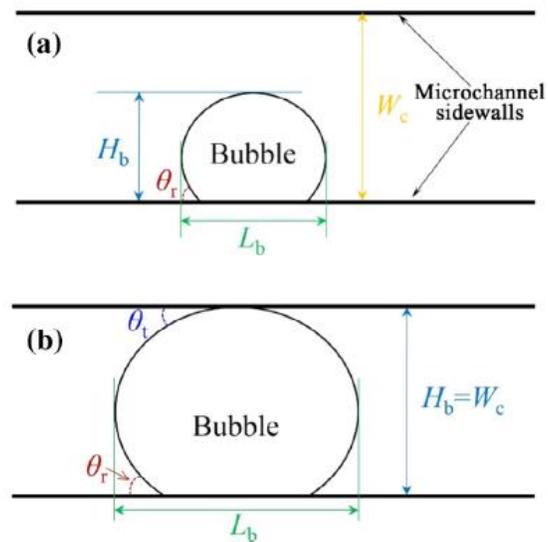
$$h_c = 4.36 \frac{k_l}{D} \text{ if } Re_l < 2300 \quad (2.41)$$

$$h_c = \frac{(Re_l - 1000) \left(\frac{f_l}{2}\right) \left(\frac{k_l}{D}\right)}{1 + 12.7 (Pr_l^{\frac{2}{3}} - 1) \left(\frac{f_l}{2}\right)^{0.5}} \text{ jika } 3000 \leq Re_l \leq 10^4 \quad (2.42)$$

$$h_c = \frac{Re_l Pr_l \left(\frac{f_l}{2}\right) \left(\frac{k_l}{D}\right)}{1 + 12.7 (Pr_l^{\frac{2}{3}} - 1) \left(\frac{f_l}{2}\right)^{0.5}} \text{ jika } Re^4 \leq Re_l \leq 10^6 \quad (2.43)$$

$$h_c = 0.023 \left(\frac{k_l}{D}\right) \left[\frac{G(1-x)D}{\mu_l}\right]^{0.8} \left[\frac{C_{pl}\mu_l}{k_l}\right]^{0.4} \text{ jika } Re_l \geq 10^6 \quad (2.44)$$

Yin & Jia (2016) melakukan penelitian dari pengetahuan sebelumnya, yaitu dinamika *bubble* mempunyai pengaruh yang signifikan terhadap performa perpindahan kalor aliran didih pada *kanal mikro*, karakter *confiment bubble* dan *elongation bubble* merupakan kunci dari dinamika *bubble*. Bagaimana *bubble* berubah secara bertahap dari kondisi *unconfined* ke kondisi *confined* dapat lebih dipahami. Dua parameter bentuk gelembung yang diusulkan yang berkaitan selama pertumbuhan gelembung di kanal mikro adalah maksimal *void fraction* local gelembung (α) dan rasio aspek gelembung (β). Pada gambar 2.12 memperlihatkan parameter geometri *bubble*, (a) sebelum *bubble elongated*, (b) *Onset bubble elongation*.



Gambar 2.12. Parameter geometri *bubble*, (a) sebelum *bubble elongated*, (b) *Onset bubble elongation*

(Sumber: Yin, Liaofei, & Jia, Li. (2016). Confined characteristics of bubble during boiling in microchannels. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 74, 247-256.)

Maksimal lokal *void fraction bubble* didefinisikan sebagai rasio tinggi *bubble* terhadap lebar channel.

$$\alpha = H_b/W_c \quad (2.45)$$

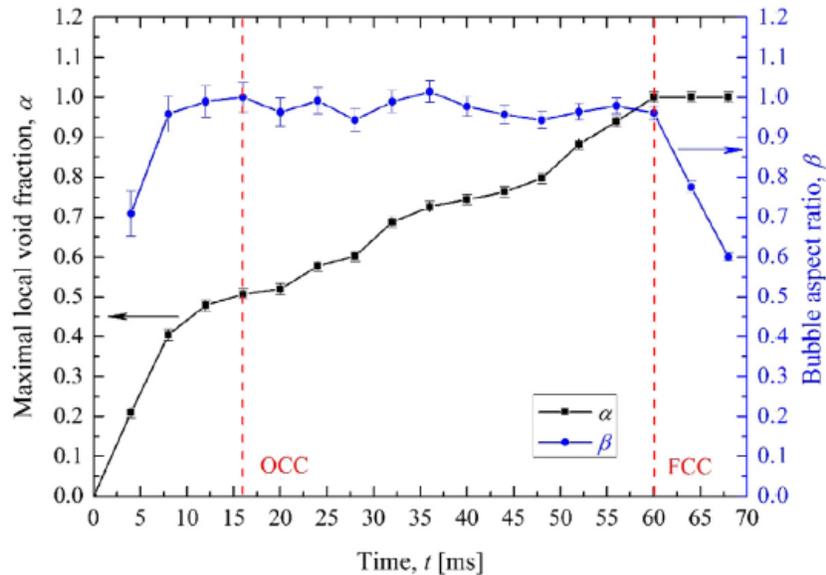
Dimana H_b dan W_c adalah tinggi *bubble* dan lebar channel.

Rasio aspek *bubble* didefinisikan sebagai rasio tinggi *bubble* terhadap panjang *bubble*.

$$\beta = H_b/L_b \quad (2.46)$$

Dimana L_b adalah lebar *bubble*.

Gambar 2.13 memperlihatkan variasi bentuk *bubble* selama *bubble* tumbuh pada channel 0,5 x 1,0 mm dari penelitian Yin & Jia (2016). Pada gambar 2.13 garis OCC adalah *onset confinement channel*, yang diwakili oleh penurunan pertama dari β bersamaan dengan peningkatan α selama proses pertumbuhan pada kanal mikro.

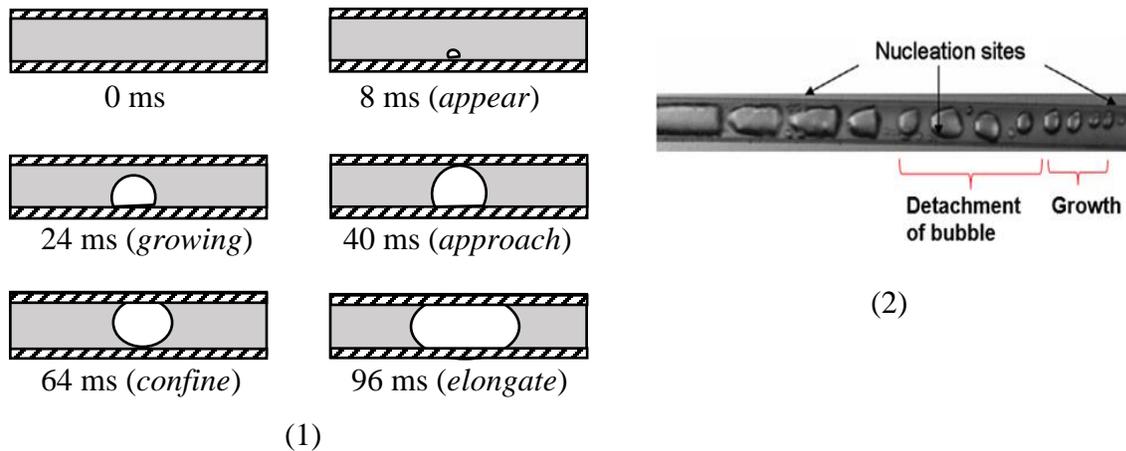


Gambar 2.13. Variasi bentuk *bubble* selama *bubble* tumbuh pada channel 0,5 x 1,0 mm di $\ddot{q} = 104,2 \text{ kW/m}^2$

(Sumber: Yin, Liaofei, & Jia, Li. (2016). Confined characteristics of bubble during boiling in microchannels. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 74, 247-256.)

Pertumbuhan *confinement bubble* dimulai setelah OCC. Pertumbuhan *confined bubble* terus berlanjut sampai bagian atas *bubble* mencapai dinding pipa, dan *bubble* telah penuh pada dinding (*fully bubble confinement*) FCC.

Pada gambar 2.14 onset *bubble confinement* lebih cepat terjadi pada fluks kalor yang meningkat. Tingkat pertumbuhan *bubble* membesar pada kondisi fluks kalor yang lebih tinggi. Dalam suatu periode, bagian pertumbuhan *bubble confinement* di total pertumbuhan *bubble* meningkat dengan meningkatnya fluks kalor. Dengan kondisi tersebut maka disarankan bahwa pertumbuhan *bubble confinement* memainkan peran yang penting dalam menentukan kemampuan perpindahan kalor *bubble* pada kondisi fluks kalor yang lebih tinggi.



Gambar 2.14. Dasar pendekatan *bubble confinement* dan *bubble elongation* (1) dan *bubble unconfined* (2)

(Sumber: Yin, Liaofei, & Jia, Li. (2016). Confined characteristics of bubble during boiling in microchannels. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 74, 247-256.)

Dang, Jia, Xu, Huang, & Peng (2017) melakukan penelitian dengan menggunakan refrigeran campuran R-407C dan refrigeran murni R-134a pada kanal mikro dengan area 1mm x 1mm. Pemanasan dilakukan di tiga tempat, sedangkan bagian atas dibuat transparan untuk visualisasi. Koefisien perpindahan kalor diperoleh pada kondisi fluks massa 35 – 1400 kg/m².s dan fluks kalor 30 -150 kW/m². Korelasi dikembangkan dengan mengenalkan faktor impak yang berhubungan dengan *Marangoni number* Fujita & Bai (1997) dan kualitas uap.

$$Ma = \frac{\Delta\sigma}{\rho_l v_l^2} \left[\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right] \cdot Pr \quad (2.47)$$

Data reduction, selama penelitian satu fase energi yang diberikan dengan menggunakan *sensible heat* dari R-134a dan *thermal losses* yang terjadi karena konvektif dan radiasi.

$$Q = Q_{eff} + Q_{loss} \quad (2.48)$$

$$Q_{eff} = \dot{m} c_{pl} (T_{l,out} - T_{l,in}) \quad (2.49)$$

Rasio *heat loss* untuk satu fase dinyatakan :

$$\eta = 1 - Q_{eff}/Q \quad (2.50)$$

Kualitas uap pada sisi keluar diperhitungkan dengan menggunakan persamaan yang menganggap aliran pada sisi masuk adalah *subcooled*:

$$x = \frac{1}{i_{lg}} \left[\frac{\varepsilon Q}{\dot{m}} - c_{pl}(T_{sat} - T_{in}) \right] \quad (2.51)$$

Tipe pola aliran pada kanal mikro dari hasil penelitian disajikan dalam tabel 2.2 dimana ada 7 tipe pola aliran pada R134a dengan temperatur saturasi 21 °C dan fluks kalor 35.4 kW/m² yaitu

Tabel 2.2. Tipe pola aliran pada kanal mikro

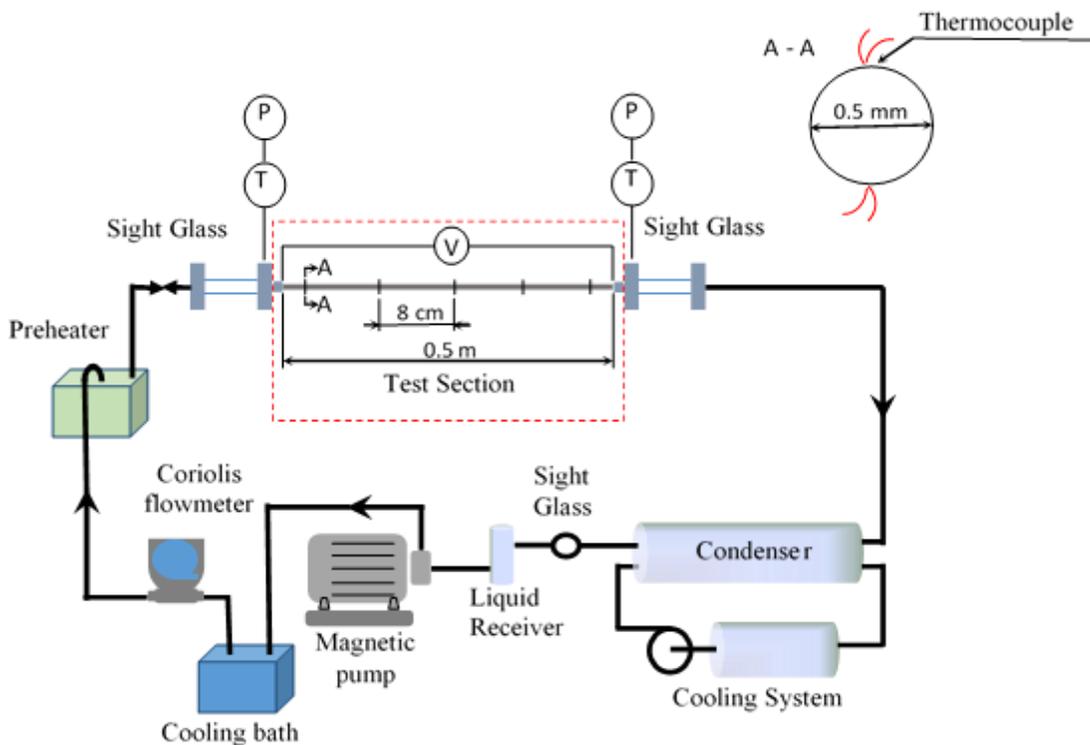
Tipe aliran	G (mass fluks)	x (kualitas uap)
Bubbly	1074 kg/m ² .s	0,048
Confined bubble	400 kg/m ² .s	0,15
Slug	172 kg/m ² .s	0,31
Churn-annular	122 kg/m ² .s	0,45
Annular	85 kg/m ² .s	0,65
Annular-dryout	60 kg/m ² .s	0,9
Dry out	44 kg/m ² .s	1,01

Koefisien perpindahan kalor meningkat dengan meningkatnya fluks kalor. Alasan tersebut karena meningkatnya jumlah *bubble* yang dikaitkan dengan fluks kalor lebih tinggi menghasilkan augmentasi intensitas turbulensi Keepaiboon & Wongwises (2015).

BAB III EKSPERIMEN

3.1 Alat Pengujian

Penelitian perpindahan kalor aliran didih pada kanal mikro ini menggunakan metode eksperimen di laboratorium teknik mesin. Pengamatan penelitian terfokus pada bagian *test section*. Pada gambar 3.1 memperlihatkan perangkat penelitian yang digunakan. *Test section* pada perangkat penelitian tersebut dilakukan menggunakan proses pemanasan pada pipa uji berdiameter 0.5 mm, panjang 0.5 m dengan bahan SS 316 dengan menggunakan sumber kalor dari energi listrik.



Gambar 3.1. Perangkat penelitian

Fluida kerja (R-290) berfase liquid memasuki *test section* dan akan terevaporasi menjadi dua fase. Pada permukaan *test section* tersebut diletakkan sebuah *thermocouple* pada bagian atas dan sebuah *thermocouple* bawah pipa. Jarak interval setiap pasang *thermocouple* 8 cm. Total *thermocouple* pada permukaan pipa yang digunakan untuk mengukur temperatur dinding

pipa adalah 10 buah. *Thermocouple* untuk mengukur langsung beda temperatur fluida kerja yang mengalir pada *test section* diletakkan pada bagian *inlet* dan *outlet*. Pada bagian *inlet* dan *outlet* juga terpasang *pressure transmitter* yang akan digunakan untuk mengukur tekanan fluida kerja. Fluida kerja setelah melalui *test section* akan berfase liquid dan uap. Fluida kerja tersebut akan terkondensasi saat melalui condenser pada sistem pendingin. Pompa magnetik digunakan untuk memindahkan fluida kerja yang berfase liquid menuju ke *test section* kembali. *Cooling bath* ditempatkan setelah pompa magnetik agar temperatur fluida kerja tetap rendah akibat kalor yang ditimbulkan pompa. Pengukuran kecepatan fluida kerja menggunakan alat ukur Coriolis. Sebelum memasuki *test section*, fluida kerja akan melewati *preheater*. Dimana *preheater* tersebut digunakan untuk mengatur temperatur fluida kerja yang akan masuk ke *test section*. Katup pengatur yang berfungsi untuk mengatur tekanan fluida kerja diletakkan sebelum *sight glass*. Dua buah *sight glass* diletakkan dibagian *inlet* dan *outlet* untuk mengamati secara visual akan fase fluida kerja yang terjadi.

Berikut ini disampaikan bagian-bagian dari perangkat penelitian:

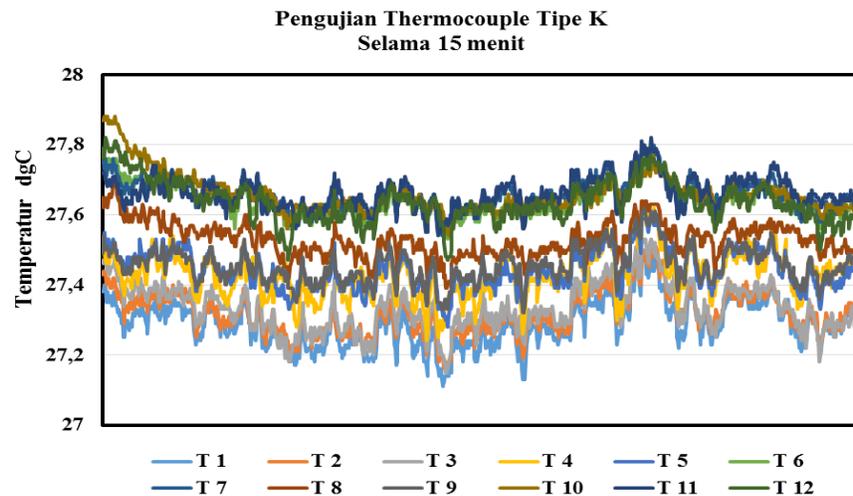
3.1.1 *Test section*

Pada gambar 3.2 dibawah ini memperlihatkan bagian *test section*. Pipa pada *test section* menggunakan diameter 0.5 mm dengan panjang pipa 0.5 m. Pipa terbuat dari *stainless steel*.



Gambar 3.2. *Test section*

Pada setiap jarak 8 cm dipasang thermocouple type K. Pada gambar 3.2 terdapat lima pasang *thermocouple* pada pipa. Proses evaporasi menggunakan pemanas dari kawat tembaga yang dililitkan sepanjang pipa. Sebuah *thermocouple* dipasang terendam dalam pipa pada bagian sisi masuk dan sisi keluar. Dimana *thermocouple* tersebut digunakan untuk mengukur beda temperatur pada bagian sisi masuk dan sisi keluar. *Thermocouple* menggunakan efek *Seeback* yang kemudian data terbaca melalui perangkat lunak Labview. Gambar 3.3 memberikan data pengujian *thermocouple* tipe K.



Gambar 3.3 Pengujian *thermocouple* tipe K

Pengujian thermocouple tipe K diatas diuji selama 15 menit. Dari data pengujian yang dilakukan dikalkulasikan ketidakpastian dari data dengan persamaan sebagai berikut:

$$Uncertainty = Mean\ deviation = \frac{\sum_{i=1}^n |x_i - \bar{x}|}{n} \quad (3.1)$$

Berikut disajikan tabel 3.1 mengenai ketidakpastian thermocouple yang digunakan.

Tabel 3.1. Ketidakpastian thermocouple tipe K

Kode	Ketidakpastian	Kode	Ketidakpastian
Thermocouple 1	± 0,05	Thermocouple 7	± 0,04
Thermocouple 2	± 0,03	Thermocouple 8	± 0,04
Thermocouple 3	± 0,05	Thermocouple 9	± 0,04
Thermocouple 4	± 0,05	Thermocouple 10	± 0,04
Thermocouple 5	± 0,05	Thermocouple 11	± 0,03
Thermocouple 6	± 0,04	Thermocouple 12	± 0,04

3.1.2 Pressure gauge

Pengukur tekanan (*pressure gauge*) tipe bourdon dipasang dengan tujuan memudahkan dalam pengetesan kebocoran dan pemvakuman sistem. Selain itu, digunakan juga sebagai visualisasi tekanan pada *test section*. Dibawah ini gambar 3.4 *Pressure Gauge* tipe bourdon yang digunakan.



Gambar 3.4 *Pressure gauge*

Dibagian bawah ini disajikan tabel 3.2 spesifikasi *pressure transmitter* yang digunakan. Selanjutnya ditunjukkan pada gambar 3.5 mengenai *pressure transmitter* yang digunakan.

Tabel 3.2 Spesifikasi *pressure transmitter*

Variable	Keterangan
Pabrikan	General electric
Tipe	Druck PTK 1400
Range	0 – 1.6 MPa
Analog Output	4 – 20 mA
Akurasi	0.15 %

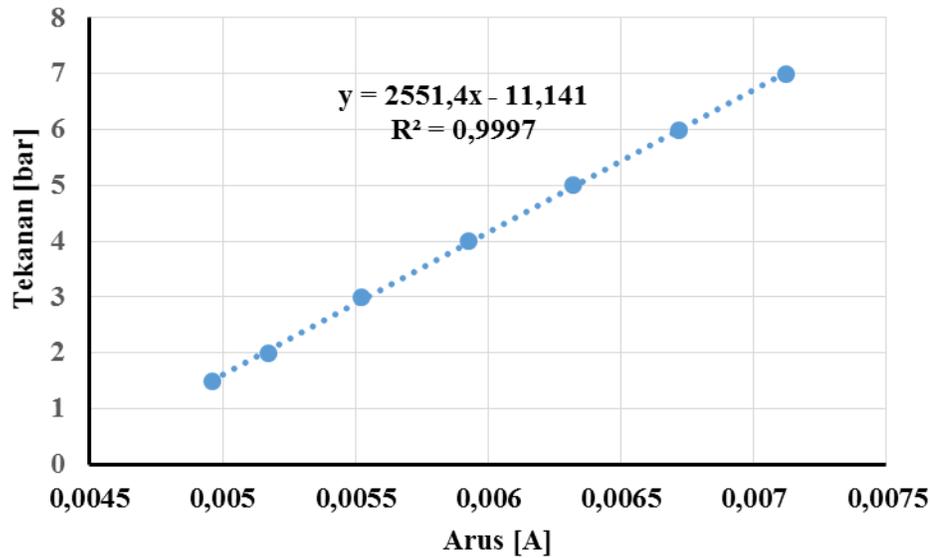


Gambar 3.5. *Pressure transmitter*

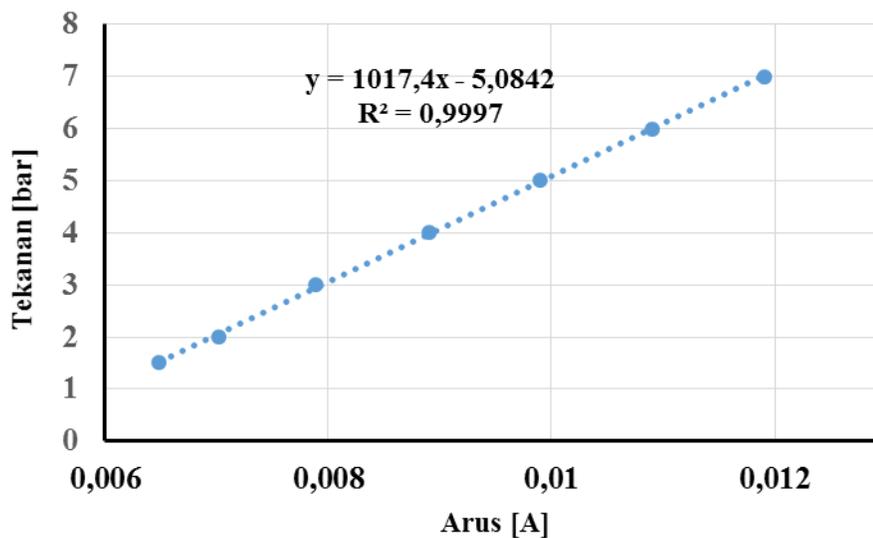
Pressure transmitters yang digunakan berjumlah 2 buah yang dipasang pada sisi masuk dan sisi keluar pada *test section*. *Output* pembacaan sensor adalah mili ampere yang kemudian diubah menjadi tekanan melalui program LabView. Gambar 3.6 *power supply* yang digunakan *Pressure Transmitter*.



Gambar 3.6. *Power Supply Pressure Transmitter*



Gambar 3.7. Kalibrasi *Inlet Pressure Transmitter*



Gambar 3.8. Kalibrasi *Outlet Pressure Transmitter*

Gambar 3.7 dan gambar 3.8 memperlihatkan kalibrasi *pressure transmitter*. Tekanan yang diberikan kepada *pressure transmitter* menghasilkan besarnya arus yang diakusisi oleh National Instrument. Dari data yang diperoleh dibuatkan persamaan regresi linier tekanan sebagai fungsi arus. Hasil persamaan linier tersebut dimasukkan ke blok diagram lab view, sehingga *out put* dari pengukuran tekanan menghasilkan nilai dalam bar.

3.1.3 Preheater

Preheater yang digunakan dalam penelitian ini adalah *stainless steel thermostatic bath*. *Preheater* ini digunakan untuk mengatur besarnya temperatur fluida yang akan masuk kedalam *test section*. Dibawah ini disajikan tabel 3.3 spesifikasi *preheater* yang digunakan dan gambar 3.9 *preheater* yang digunakan.

Tabel 3.3. Spesifikasi *preheater*

Variable	Keterangan
Rentang temperatur	-20 sd 200 °C
Power	230 Volt
max arus	1.5 A
Fluida kerja	R-290
Tekanan maksimum	22 bar



Gambar 3.9. *Preheater*

3.1.4 Coriolis

Alat ini digunakan untuk mengukur laju massa pada sistem sebelum *test section*. Pemasangan coriolis pada fase liquid karena mempunyai tingkat ketidak pastian yang lebih rendah

dibanding gas. Tabel 3.4 Menunjukkan spesifikasi Coriolis dan Gambar 3.10 coriolis flow meter.

Tabel 3.4. Spesifikasi Coriolis

Variable	Keterangan
Model	Micro Motion seri ELITE
Akurasi Liquid	$\pm 0.05 \%$
Akurasi Density	$\pm 0.2 \text{ kg/m}^3$
Akurasi Gas	$\pm 0.35 \%$
Rentang Tekanan	100 Bar
Rentang Temperatur	$-100 \text{ }^\circ\text{C} - 204 \text{ }^\circ\text{C}$



Gambar 3.10. Coriolis Flow Meter

Dalam memudahkan dalam pembacaan dan pengambilan data baik itu data temperatur dan tekanan maka dalam pengujian ini menggunakan *software* labview, dengan ini kita dapat melakukan pengambilan data secara otomatis. Frekuensi pengukuran sebesar 1 data per detik. Pada umumnya pengukuran dilakukan berkisar 2 menit dengan jumlah dpengukuran 120. National instrument merupakan data akusisi yang digunakan untuk melakukan pengukuran dalam sistem ini, dalam pengujian ini digunakan 1 (satu) modul dengan tipe 9203 untuk *pressure transmitter* dan 3 (tiga) modul untuk thermocouple yang terdiri dari 2 (dua) modul NI 9211 dan satu modul NI 9213. Data dari *national instrument* ini akan di konversikan ke dalam bentuk digital dengan bantuan *software* labview, sehingga data yang kita peroleh,

terukur dengan akurat. Gambar 3.11 Perangkat data akusisi dari National Instrument yang digunakan.



DAQ 4 Slot



NI 9203



NI 9211



NI 9223

Gambar 3.11. Perangkat data akusisi

3.1.5 Cooling bath

Cooling untuk bak pendingin digunakan untuk menjaga temperatur fluida setelah keluar dari *magnetic pump* agar tetap rendah temperaturnya. Bak pendingin dibuat dari bak plastik dengan ukuran 40 x 23 x 26 cm. dan bagian luar diisolasi oleh superlon agar temperatur dalam bak tetap rendah.

Tabel 3.5. Spesifikasi cooling untuk bak pendingin

Variable	Keterangan
Rentang temperatur	- 45 sd 100 °C
Power	230 Volt
max arus	1.4 A
Fluida kerja	R-290
Tekanan maksimum	22 bar

Gambar 3.12. *Cooling bath*

3.1.6 Magnetic Pump

Magnetic pump digunakan untuk memindahkan fluida cair dari condenser menuju *test section*. *Magnetic pump* ini dipilih karena efek kalor yang ditimbulkan lebih rendah dibandingkan pompa yang lainnya. Disamping itu *magnetic pump* tidak menghasilkan kebocoran. Dibawah ini disajikan tabel 3.6 menjelaskan spesifikasi *magnetic pump* dan gambar 3.13 *magnetic pump* yang digunakan.

Tabel 3.6. Spesifikasi *magnetic pump*

Variable	Keterangan
Head	21 meter
Rpm	2920
Kapasitas	1.2 m ³ /jam
Daya	0.75 kW

Gambar 3.13. *Magnetic Pump*

3.1.7 Sistem Pendingin 3 PK

Sistem pendingin pada gambar 3.14 yang digunakan berkapasitas 3 PK yang terdiri dari condensing unit (pompa, tangki glycol, kondenser), dan sebagai alat penukar kalor digunakan alat penukar kalor model *plate heat exchanger* seperti yang pada gambar 3.15.



Gambar 3.14. Sistem Pendingin 3 PK

Evaporasi pada refrigeran di sistem pendingin digunakan untuk menyerap kalor dari *ethylene glycol* melalui *plate heat exchanger*. Material tembaga dengan panjang 32 cm, lebar 19 cm dan tinggi 27,5 cm.



Gambar 3.15. *Plate Heat Exchanger*

3.2 Pra Pengujian

3.2.1 Tes Kebocoran

Tes kebocoran dapat dilakukan setelah semua komponen sudah terpasang dengan baik (komponen sistem pendingin beserta alat ukur). Tujuannya adalah agar sistem berjalan dengan baik tanpa mengganggu kinerja dan lingkungan. Adapun prosedurnya adalah sebagai berikut:

- a. Memastikan semua unit dalam keadaan *off* (tidak ada listrik yang mengalir).
- b. Memasukkan udara dari kompresor kedalam sistem dengan tekanan ± 0.5 MPa.
- c. Kebocoran terjadi apabila tekanannya menjadi turun pada *pressure gauge*.
- d. Sistem pemipaan di tes dengan menggunakan busa sabun untuk mengetahui letak adanya kebocoran.
- e. Tandai setiap tempat yang menjadi indikasi kebocoran untuk diperbaiki.

3.2.2 Vacuum Sistem

Vacuum sistem dilaksanakan setelah dipastikan tidak terjadi kebocoran pada sistem. Tujuannya adalah agar sistem tidak mengandung *fluida* atau uap air. Adapun prosedurnya adalah sebagai berikut:

- a. Memastikan unit dalam keadaan *off* (tidak ada listrik yang mengalir).
- b. Menghubungkan selang manifold pada *shut off valve* dan pompa *vacuum*.
- c. Start pompa *vacuum* hingga pada jarum pada *pressure gauge* menunjukkan angka dibawah 0.1 MPa (± 30 menit) menandakan kondisi sistem dalam keadaan *vacuum*. Lama *vacuum* tergantung dari besarnya sistem pendingin dan evaporator.
- d. Apabila tekanan sudah menunjukkan tekanan *vacuum*, tutup *shut off valve* dan mematikan pompa *vacuum*.
- e. Jika pada indikator *pressure gauge* tekanan belum mencapai 0 bar, berarti sistem masih bocor dan cepat matikan pompa *vacuum*.

3.2.3 Charging Sistem

Setelah proses *vacuum* dengan menggunakan pompa *vacuum* selesai dapat dilanjutkan dengan pengisian refrigeran ke dalam sistem sesuai dengan kebutuhan. Adapun prosedurnya adalah sebagai berikut:

- a. Lakukan *flushing* pada *shut off valve* sebelum menyambungkan selang dengan membuka sedikit aliran refrigeran.
- b. Hubungkan selang *manifold gauge* pada *shut off valve* dan tabung refrigeran setelah di-*flushing* pada *shut off valve* dalam keadaan tertutup.
- c. Setelah di-*flushing* kencangkan slang, meletakkan tabung refrigeran diatas timbangan dan buka sedikit *shut off valve*.
- d. Memastikan unit dalam keadaan off (tidak ada listrik yang mengalir) sampai refrigeran masuk sedikit.
- e. Balik refrigeran sehingga yang masuk ke fase mempunyai fase liquid.
- f. Jika tekanan kerja terpenuhi, tutup semua katup (*shut off valve* dan tabung refrigeran) dan catat massa yang masuk pada sistem pada timbangan untuk mempermudah pengisian refrigeran kembali.

3.3 Prosedur Pengujian

Pengujian dilakukan apabila semua proses diatas telah dilaksanakan. Adapun prosedur pengambilan data ini adalah sebagai berikut:

- a. *Mass flow rate steady* pada parameter yang ditentukan.
- b. Tekanan *steady* pada parameter yang ditentukan.
- c. *Heater steady* pada ampere dan voltase pada parameter yang ditentukan.
- d. *Click on view lab* dan Coriolis bersamaan (timer diamati)
- e. Foto input dan out put pada sight glass
- f. Durasi pengambilan data selama 2 menit atau sebanding dengan 120 data
- g. *Click off view lab* dan Coriolis bersamaan
- h. *Heater off*
- i. *Maintenance data*

3.4 Pengolahan Data

Klasifikasi ukuran pipa dalam penelitian ini menggunakan klasifikasi yang diusulkan oleh Kew & Cornwell (1997). Dimana peneliti tersebut memperkenalkan bilangan *Confinement* (*Co*) sebagai rasio diameter kapiler dengan diameter hidraulik. Batasan klasifikasi yang diusulkan yaitu: jika bilangan *Co* lebih kecil dari 0.5 maka kategori pipa adalah kanal makro,

sedangkan jika bilangan Co lebih besar dari 0.5 maka kategori pipa adalah kanal mikro. Persamaan *Confinement number* sebagai berikut:

$$Co = \frac{\left[\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_g)} \right]^{1/2}}{d_h} \quad (3.2)$$

Penentuan ketidakpastian penelitian dilakukan dengan menggunakan persamaan ketidakpastian (3.1). Dari data penelitian yang dilakukan diperoleh ketidakpastian pengukuran sebagai berikut:

Tabel 3.7. *Uncertainty*

<i>Variable</i>	<i>Uncertainty</i>
Temperature Rata-rata (°C)	0.46
Mass flow (%)	0.05
Heat (%)	1

Kalor yang diberikan ke *test section* berasal dari pemanas listrik. Besarnya daya yang diberikan diukur menggunakan *power meter*. Kalor yang diterima oleh fluida kerja dihitung dengan persamaan sebagai berikut:

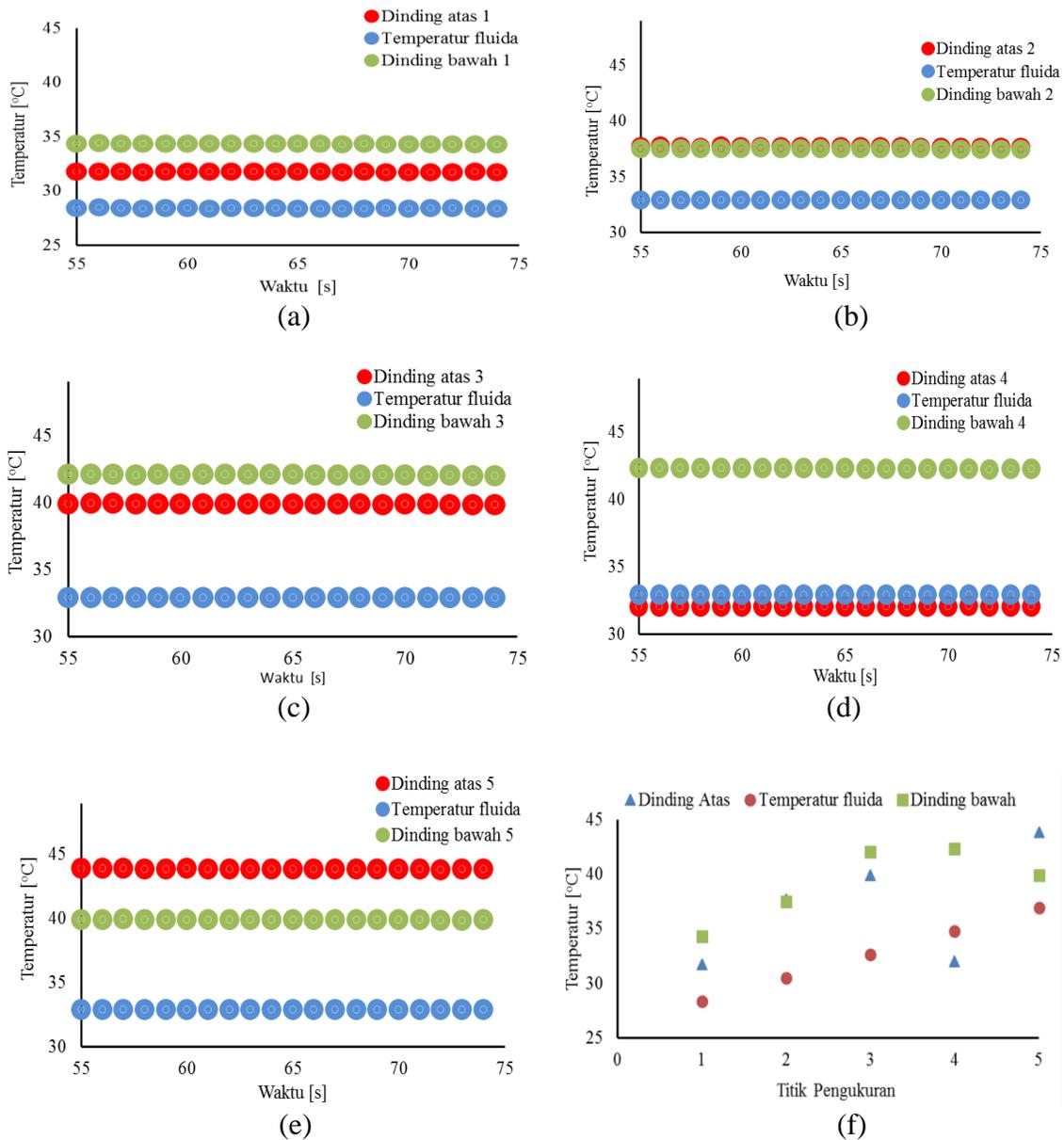
$$q_{received} = \dot{m}C_p(T_{out} - T_{in}) \quad (3.3)$$

Nilai C_p yang digunakan untuk pengujian perpindahan kalor satu fase adalah C_p rata-rata pada fase cair. Sedangkan C_p untuk pengujian perpindahan kalor dua fase adalah C_p rata-rata campuran dari fase cair dan fase uap.

Sedangkan persamaan fluks kalor dinyatakan sebagai berikut:

$$\ddot{q} = \frac{q_{received}}{A_{surface}}, \text{ dengan } A_{surface} = \pi DL \quad (3.4)$$

Pengukuran terpenting dalam penelitian ini adalah pengukuran temperatur pada bagian masuk (*inlet*), pengukuran temperatur sepanjang permukaan pipa evaporator dan pengukuran pada bagian keluar (*outlet*). Pada gambar 3.16 dibawah ini memperlihatkan pengukuran temperatur.

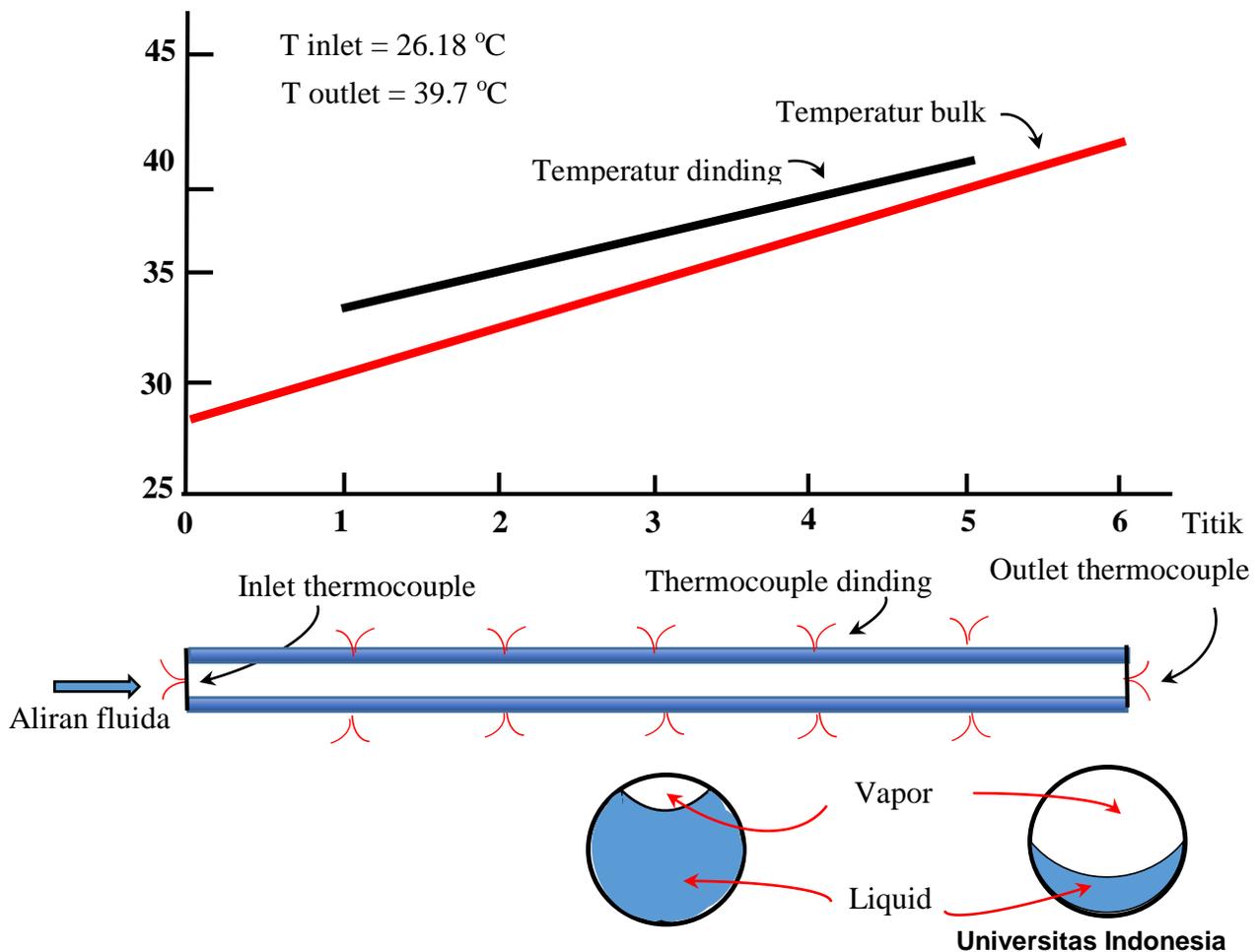


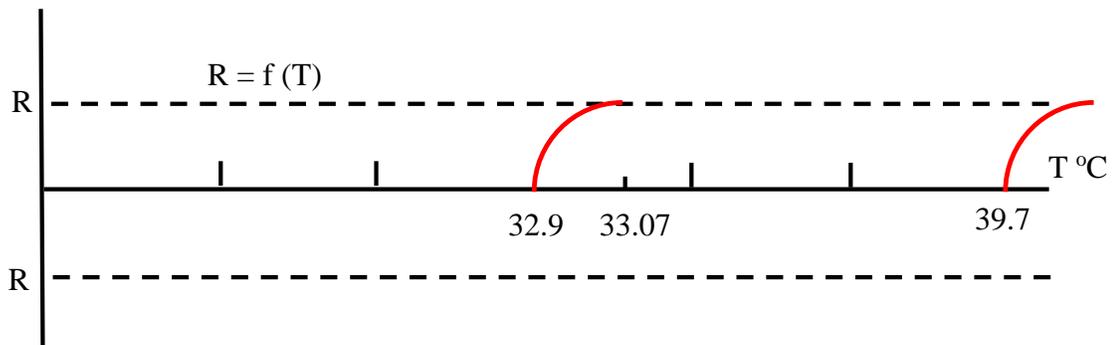
Gambar 3.16 Pengukuran temperatur pada dinding bagian bawah dan atas berdasarkan waktu (a – e) dan pengukuran temperatur pada dinding bagian bawah dan atas pada titik pengukuran (f).

Pada Gambar 3.16 pengukuran temperatur di setiap titik pengukuran pada test section pada salah satu data penelitian aliran didih dua fase yang dilakukan, dimana pada *test section* terpasang 5 titik pengukuran dan di setiap titik pengukuran terdiri dari pengukuran pada

dinding atas (warna merah) dan dinding bawah (warna hijau). Temperatur fluida ditunjukkan warna biru.

Gambar 3.17 menjelaskan distribusi temperatur rata-rata dari pada permukaan dinding bagian atas dan bawah serta temperatur fluida dalam pipa pada salah satu data penelitian aliran dididih dua fase yang dilakukan. Garis hitam merupakan temperatur rata-rata dinding, dimana temperatur permukaan dinding naik dengan semakin panjangnya pipa. Sedangkan garis merah menunjukkan temperatur fluida dari awal masuk (*inlet*) sebesar $26.18\text{ }^{\circ}\text{C}$ yang kemudian temperaturnya meningkat karena pemberian kalor. Peningkatan temperatur fluida pada sisi keluar (*outlet*) sebesar $39.68\text{ }^{\circ}\text{C}$. Kedua gambar *cross section* (lingkaran pipa) menunjukkan kuantitas fluida kerja berfase liquid dan gas. Pada gambar *cross section* sebelah kiri adalah *cross section* pada titik 3 (bagian tengah dari panjang pipa test section), sedangkan pada gambar *cross section* sebelah kanan adalah *cross section* pada titik 6 (bagian *outlet* dari panjang pipa test section).





Gambar 3.17. Distribusi temperatur fluida kerja dan distribusi temperatur permukaan *test section*

Kuantitas *void fraction* pada gambar sebelah kiri lebih kecil dari *void fraction* sebelah kanan. Temperatur fluida pada bagian pusat di titik 3 sebesar 32.9 °C yang merupakan *bulk* temperatur fluida pada *test section*. Sedangkan temperatur pada bagian keluar pipa di titik 6 (*outlet*) sebesar 39.68 °C. Jari jari pipa (R) tertentu dari pusat pipa hingga tepi dinding pada titik 3 merupakan fungsi temperatur.

Persamaan temperatur dinding dari data penelitian dikembangkan sebagai persamaan regresi linier sebagai berikut:

$$T_w = aX + c \quad (3.5)$$

Dimana T_w dan X berturut-turut adalah temperatur dinding dan titik pengukuran.

Sedangkan persamaan temperatur *bulk* dari data penelitian dikembangkan sebagai persamaan regresi linier sebagai berikut:

$$T_b = bX + d \quad (3.6)$$

Dimana T_b adalah temperatur *bulk*.

Rata-rata beda temperatur $\Delta T = T_w - T_b$ dinyatakan:

$$\Delta T_{ave} = \frac{\sum_{i=1}^n T_w - T_b}{n} \quad (3.7)$$

Dari skema penelitian dengan $z = 0.8X$ diperoleh persamaan:

$$T_w = T_b - 0.4125z + 8.56 \quad (3.8)$$

Dimana Z adalah jarak pipa dari sisi bagian masuk hingga titik X.

Dalam analisis menggunakan nilai $T_{sat} \cong T_b$. Dari persamaan diatas dapat diuraikan menjadi persamaan z yaitu:

$$z = (T_{bulk} - T_{wall} + 8.56)/0.4125 \quad (3.9)$$

Beda temperatur dinding dan temperatur saturasi untuk terjadinya nukleat menggunakan persamaan Davis & Anderson (1966) sebagai berikut:

$$(T_{wall} - T_{sat})_{ONB}^2 > \left(\frac{8\sigma T_{sat} \dot{q}}{i_{lg} \rho_g K_l} \right) \quad (3.10)$$

T_{wall} dapat diketahui dengan menggunakan $T_{sat} \cong T_b$ dengan persamaan:

$$T_{wall} = \left(\frac{8\sigma T_{sat} \dot{q}}{i_{lg} \rho_g K_l} \right)^{0.5} + T_{sat} \quad (3.11)$$

Persamaan $Z_{subcooled}$ dinyatakan sebagai berikut:

$$Z_{sc} = L \frac{i_l - i_{li}}{\Delta i} \quad (3.12)$$

Dimana secara berturut-turut dinyatakan L , i_l dan Δi adalah panjang pipa, entalpi liquid dan peningkatan entalpi. Prediksi terjadinya Z_{ONB} dan $Z_{subcooled}$ sangat penting untuk mengetahui awal terjadinya perpindahan kalor dua fase didih nuklet pada kanal mikro. Dari data penelitian yang diperoleh Z_{ONB} dekat dengan $Z_{subcooled}$. Dari data penelitian diperoleh rata-rata beda $Z_{subcooled}$ dengan Z_{ONB} berkisar antara 0.14 meter. Perpindahan kalor lokal penelitian aliran dua fase didih nukleat pada kanal mikro ini menggunakan persamaan:

$$h = \frac{\dot{q}}{T_{wall} - T_{sat}} \quad (3.13)$$

BAB IV
PEMBAHASAN

4.1 Perpindahan Kalor Satu Fase

Dalam penelitian perpindahan kalor satu fase dilakukan pengukuran terhadap temperatur dinding dan temperatur fluida kerja pada setiap titik pada test section. Berikut disajikan pada tabel 4.1. koefisien perpindahan kalor local satu fase dari penelitian yang dilakukan:

Tabel 4.1. Koefisien perpindahan kalor satu fase penelitian

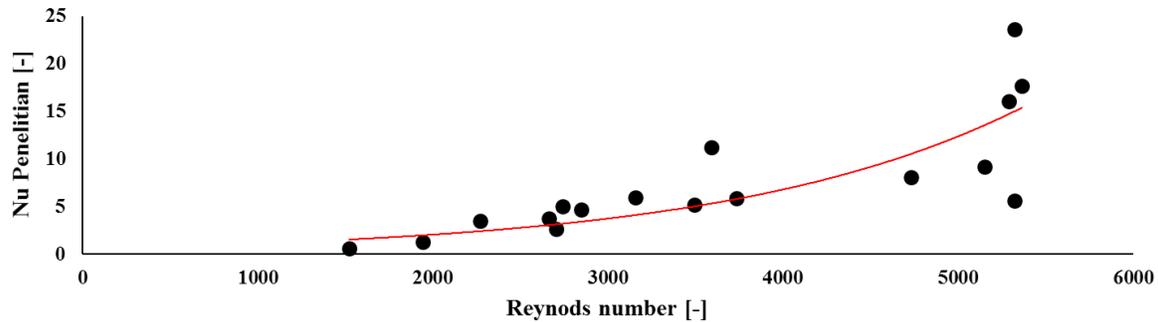
No Pengujian	Q-diterima (W/m ²)	<i>h</i> lokal					<i>h</i> rata-rata (W/m ² .°C)
		T1	T2	T3	T4	T5	
Pengujian 1	6641	6908	3270	1844	2813	2730	2916
Pengujian 2	11976	4398	2838	2063	4414	3205	3119
Pengujian 3	14355	2409	1636	1302	2448	1732	1798
Pengujian 4	8809	1537	1091	841	1222	987	1090
Pengujian 5	7907	4492	4662	3265	4090	6018	4333
Pengujian 6	14752	1959	1415	1148	2165	1640	1582
Pengujian 7	7415	1197	913	810	1932	1521	1152
Pengujian 8	4515	805	782	678	1558	1224	917
Pengujian 9	5593	488	478	415	793	596	527
Pengujian 10	5272	795	676	707	1715	1536	928
Pengujian 11	4812	641	515	547	1130	1038	696
Pengujian 12	1298	121	101	100	148	118	115
Pengujian 13	1485	249	191	205	318	284	240
Pengujian 14	2780	1091	999	839	1453	1493	1119
Pengujian 15	1487	1236	1945	1516	1537	3715	1723
Pengujian 16	2371	1000	914	755	1166	1271	988
Pengujian 17	988	500	524	563	602	989	598

Koefisien perpindahan kalor rata-rata menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$\int dq = \int \bar{h} 2\pi r \overline{(T_w - T_l)} dL \quad (4.1)$$

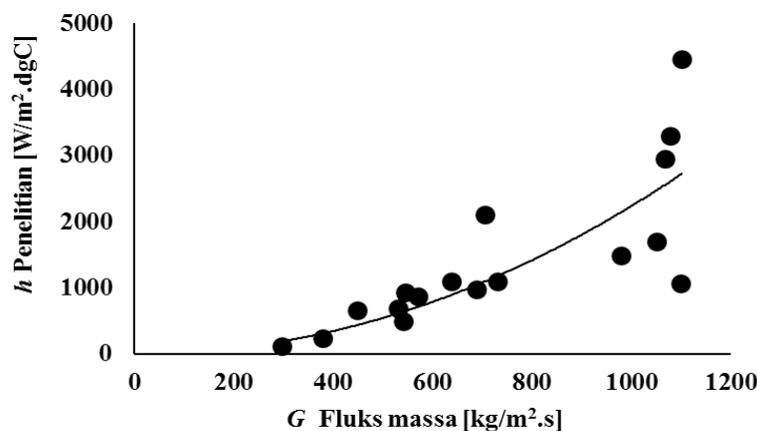
$$\bar{h} = \frac{q}{2\pi r L (T_w - T_l)} \quad (4.2)$$

Parameter penting dalam penelitian aliran didih satu fase ini adalah *Reynolds number*. Variasi *Reynolds number* berkisar antara 1522 dan 5549. Gambar 4.1 memperlihatkan pengaruh *Reynolds number* pada *Nusselt number*.



Gambar 4.1 Pengaruh *Reynolds number* pada *Nusselt number* pada penelitian

Bilangan *Reynolds number* pada penelitian kurang dari 5600. Jenis aliran yang terjadi laminar, transisi dan turbulen. Temperatur fase cair dari fluida kerja lebih rendah dari temperatur dinding *test section*. Peningkatan fluks kalor menyebabkan peningkatan temperatur fluida dan temperature dinding *test section*. Tetapi peningkatan fluks kalor membuat perbedaan temperatur fluida dengan temperatur dinding *test section* menjadi lebih kecil, sehingga koefisien perpindahan kalor menjadi lebih tinggi. Gambar 4.2 memperlihatkan pengaruh fluks massa pada koefisien perpindahan kalor pada penelitian.



Gambar 4.2. Pengaruh fluks massa pada koefisien perpindahan kalor pada penelitian

Peningkatan fluks massa menghasilkan koefisien perpindahan kalor yang meningkat. Hasil ini mirip dengan penelitian yang dilakukan oleh McNeil, Raeisi, Kew, & Hamed (2013).

Prediksi perhitungan *Nusselt number* dikembangkan oleh Dittus & Boelter (1930), persamaan prediksi dengan proses pemanasan sebagai berikut:

$$Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.4} \quad (4.3)$$

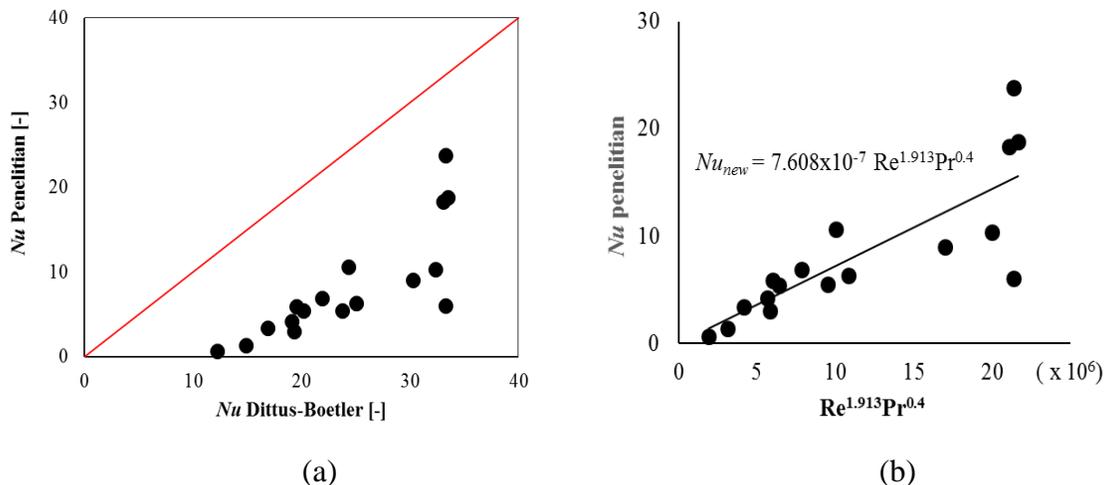
4.1.1 Pengembangan Persamaan Baru untuk Prediksi Perpindahan Kalor Satu Fase

Persamaan umum dari perpindahan kalor diekspresikan dengan bilangan Reynolds dan bilangan Prandtl. Persamaan sebagai berikut:

$$Nu = C \cdot Re^m Pr^n \quad (4.4)$$

Dittus & Boelter (1930) menggunakan $m = 0.8$ dan $n = 0.4$ untuk proses pemanasan. Dengan metode regresi dari data penelitian yang dilakukan, persamaan baru diusulkan dengan nilai $C = 7.608 \times 10^{-7}$, nilai $m = 1.913$ dan nilai $n = 0,4$. Persamaan baru *Nusselt number* diberikan sebagai berikut:

$$Nu = 7.608 \times 10^{-7} Re^{1.913} Pr^{0.4} \quad (4.5)$$



Gambar 4.3 (a) Perbandingan Nusselt penelitian dengan *Nusselt number* dari Dittus & Boelter (1930) dan (b) Persamaan Nusselt baru dengan absis $Re^{1.913}Pr^{0.4}$

Gambar 4.3 (a) memperlihatkan perbandingan Nusselt penelitian dengan *Nusselt number* dari Dittus & Boelter (1930) dimana prediksi dari Dittus-Boelter lebih tinggi dari *Nusselt number* penelitian. *mean relative deviation* dan *mean absolute deviation* dari Dittus-Boelter mempunyai nilai -70% dan 70% .

4.1.2 Perbandingan Perpindahan Kalor Satu Fase Penelitian dengan Persamaan Baru Perpindahan Kalor dan Korelasi Perpindahan Kalor yang Telah Ada.

Evaluasi terhadap perpindahan kalor satu fase penelitian dengan persamaan baru perpindahan kalor dan korelasi perpindahan kalor yang telah ada menggunakan *mean absolute deviation* (MAD) dan observasi prediksi dari korelasi yang berbeda baik untuk hasil prediksi diatas atau dibawah menggunakan *mean relative deviation* (MRD). Berikut persamaan MRD dan MAD:

$$MRD = \frac{1}{N} \sum \frac{h_{exp} - h_{pred}}{h_{pred}} \times 100\% \quad (4.6)$$

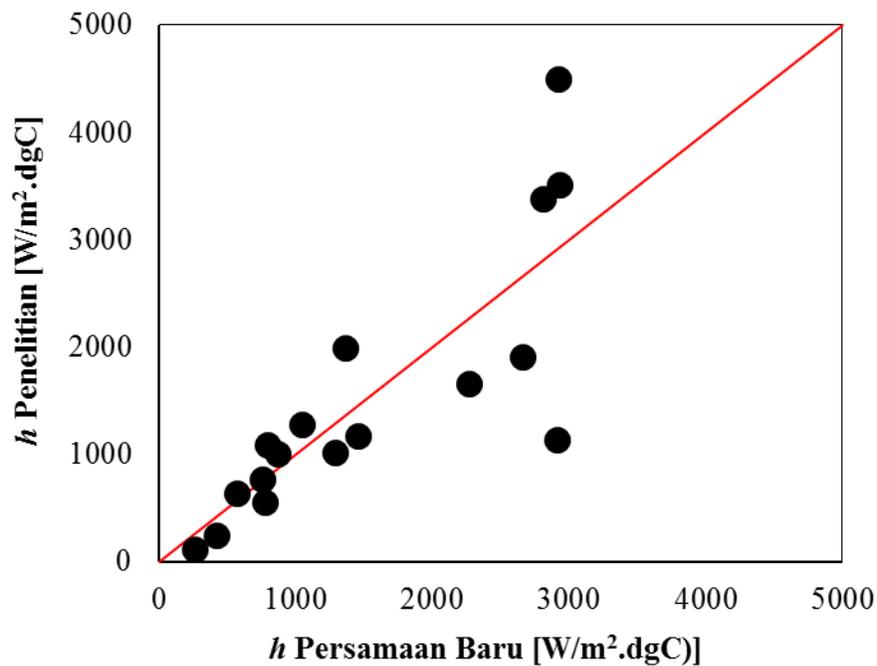
$$MAD = \frac{1}{N} \sum \left| \frac{h_{exp} - h_{pred}}{h_{pred}} \right| \times 100\% \quad (4.7)$$

Dimana secara berturut-turut dinyatakan h_{exp} dan h_{pred} adalah koefisien perpindahan kalor penelitian dan koefisien perpindahan kalor prediksi. Korelasi perpindahan kalor satu fase yang telah ada sebelumnya disajikan dalam table 4.2 dibawah ini:

Tabel 4.2 Korelasi perpindahan kalor satu fase

Peneliti	Fase	Korelasi	Batasan
Dittus & Boelter (1930)	Satu	$Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^n$	$Re > 10000$
Gnielinski (1975)	Satu	$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7\left(\frac{f}{8}\right)^{0.5}\left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)}$	$3 \times 10^3 < Re < 5 \times 10^6$
Wu & Little (1984)	Satu	$Nu = 0.00222Pr^{0.4}Re^{1.08}$	$Re > 3000$
S. Choi, Barron, & Warrington (1991)	Satu	$Nu = 0.000972Re^{1.17}Pr^{1/3}$	$Re < 2000$
Wang & Peng (1994)	Satu	$Nu = 0.00805Re^{0.8}Pr^{1/3}$	$Re > 1500$

Perbandingan perpindahan kalor satu fase penelitian dengan perpindahan kalor persamaan baru diperoleh hasil *mean relative deviation* sebesar -2.87% dan *mean absolute deviation* 30% , berikut disajikan pada gambar 4.4 perbandingan perpindahan kalor satu fase penelitian dengan perpindahan kalor persamaan baru.



Gambar 4.4. Perbandingan perpindahan kalor satu fase penelitian dengan perpindahan kalor persamaan baru

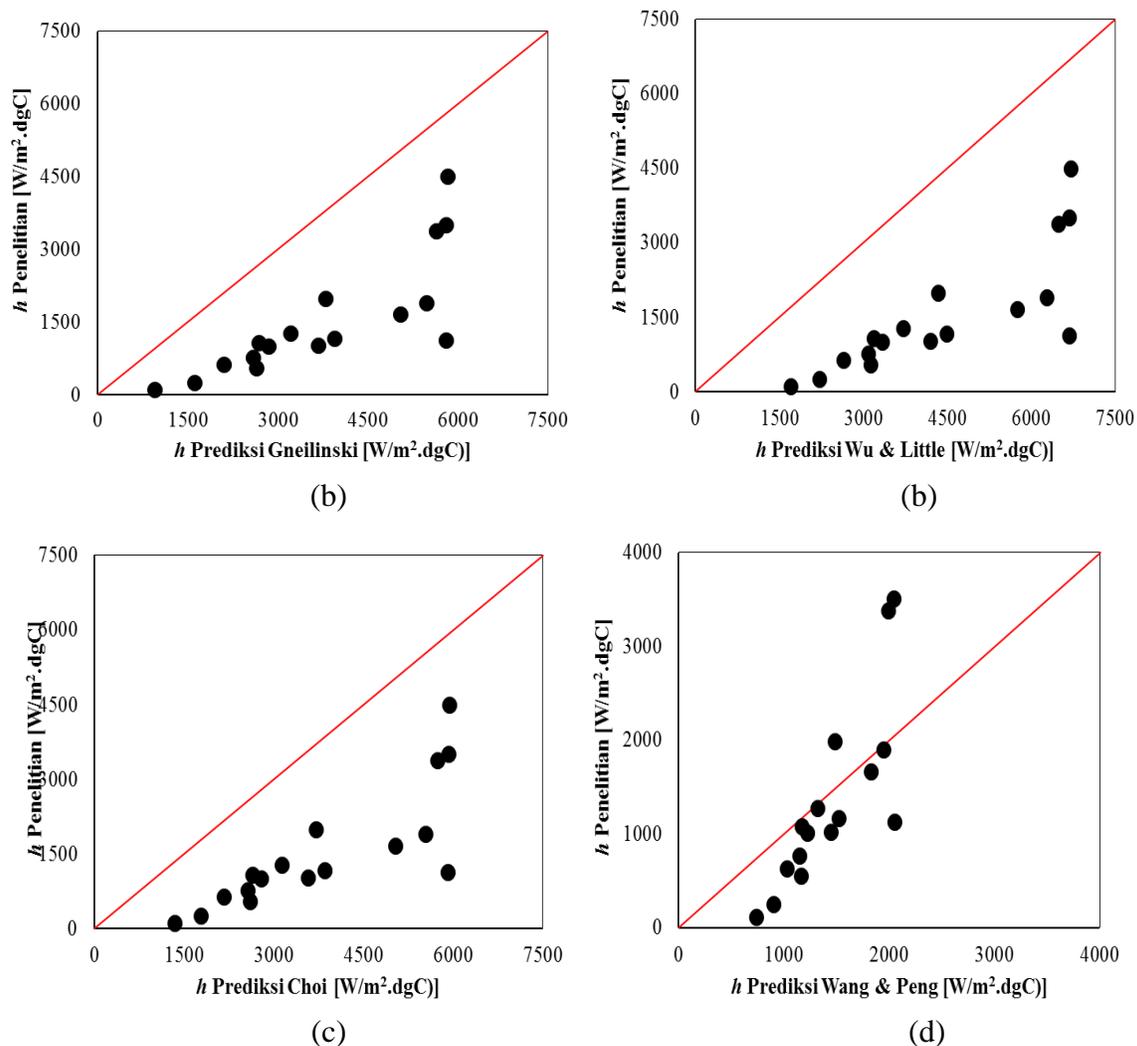
Perbandingan perpindahan kalor satu fase penelitian dengan korelasi Gnielinski (1975) menghasilkan nilai *mean relative deviation* sebesar -64% dan *mean absolute deviation* 64% , dimana korelasi tersebut merupakan fungsi dari faktor friksi, bilangan Reynolds dan bilangan Prandtl. Perbedaan hasil perpindahan kalor penelitian dengan korelasi Gnielinski (1975) disebabkan oleh perbedaan bilangan Reynolds, dimana bilangan Reynolds dari korelasi Gnielinski (1975) untuk aliran turbulan dengan Re sampai 5×10^5 sedangkan bilangan Reynolds penelitian berkisar 1500 sampai 5500. Kondisi Reynolds penelitian yang rendah pada kanal mikro ini yang menyebabkan perpindahan kalor satu fase penelitian dibawah perpindahan kalor satu fase dengan prediksi dari korelasi Gnielinski (1975).

Perbandingan perpindahan kalor satu fase penelitian dengan korelasi Wu & Little (1984) memperlihatkan nilai *mean relative deviation* yang tinggi bernilai – 69% dan *mean absolute deviation* 69%, dimana korelasi Wu dan Little merupakan fungsi bilangan Reynolds dan bilangan Prandtl. Perbedaan hasil perpindahan kalor penelitian dengan korelasi Wu & Little (1984) disebabkan oleh kondisi test section yang berbeda. Dimana Wu & Little (1984) menggunakan geometri trapezoidal dengan nilai kekasaran permukaan yang cukup besar. Pengaruh geometri tersebut menyebabkan transisi dari laminar ke turbulan terjadi lebih awal dengan nilai Re antara 400 - 900. Dan nilai kekasaran permukaan yang cukup besar menyebabkan perpindahan kalor dengan korelasi Wu & Little (1984) lebih besar dari perpindahan kalor satu fase penelitian.

Perbandingan perpindahan kalor satu fase penelitian dengan korelasi S. Choi et al (1991) memperlihatkan nilai *mean relative deviation* yang tinggi bernilai – 64% dan *mean absolute deviation* 64%, dimana korelasi Choi et al merupakan fungsi bilangan Reynolds dan bilangan Prandtl. S. Choi et al (1991) menggunakan diameter hidrolis 3.00 – 81.2 μm dengan fluida kerja N_2 . Perbedaan diameter uji dengan diameter penelitian yang dilakukan menyebabkan perpindahan kalor dari S. Choi et al (1991) lebih tinggi dibandingkan perpindahan kalor penelitian. Fluida kerja N_2 yang digunakan penelitian oleh S. Choi et al (1991) juga menyebabkan perpindahan kalor dari S. Choi et al (1991) lebih tinggi. Hal ini disebabkan oleh sifat fluida kerja khususnya nilai surface tension N_2 yang lebih rendah dari R-290.

Perbandingan perpindahan kalor satu fase penelitian dengan korelasi Wang & Peng (1994) memperlihatkan nilai *mean relative deviation* yang rendah bernilai – 7% dan *mean absolute deviation* 42%, dimana korelasi Wang dan Peng merupakan fungsi bilangan Reynolds dan bilangan Prandtl. Perbedaan hasil perpindahan kalor penelitian dengan korelasi Wang & Peng (1994) disebabkan oleh kondisi test section yang berbeda. Dimana Wang & Peng (1994) persegi empat dengan fluida kerja air dan methanol. Bilangan nilai Re antara 1000 - 1500.

Berikut disajikan dalam gambar 4.5 Perbandingan perpindahan kalor penelitian dengan korelasi perpindahan kalor baru dan beberapa korelasi prediksi yang telah ada sebelumnya.



Gambar 4.5. Perbandingan perpindahan kalor penelitian dengan korelasi perpindahan kalor: (a) korelasi Gnielinski (1975), (b) korelasi Wu & Little (1984), (c) korelasi S. Choi et al (1991) dan (d) korelasi Wang & Peng (1994)

4.2 Perpindahan Kalor Dua Fase Didih Nukleat

Penelitian aliran dua fase didih nukleat yang dilakukan menggunakan proses pemanasan (evaporasi) pada *test section*. Untuk pengkajian aliran dua fase didih nukleat ini menggunakan parameter fluks kalor, temperatur saturasi, fluks massa dan bilangan Reynolds dua fase. Parameter penelitian dan beberapa hasil penelitian aliran dua fase didih nukleat disajikan dalam tabel dibawah ini:

Tabel 4.3. Parameter penelitian dan beberapa hasil penelitian aliran dua fase didih nukleat

Parameter	Range	Hasil penelitian	Range
Heat Flux (kW/m ²)	5.28 – 7.66	Kualitas uap	0.09 – 0.15
Temp Saturasi (°C)	31.96 – 33.14	Void fraction	0.66 – 0.77
Mass Flux (kg/m ² .s)	681 – 776	Z _{subcooled} (m)	0.16 – 0.19
Reynolds Two Phase	4603 – 5466	Z _{ONB} (m)	0.006 – 0.105

Uncertainty kalor yang diterima fluida dan koefisien perpindahan kalor dua fase didih nukleat menggunakan adalah model *partial differential* dengan persamaan umum sebagai berikut:

$$V = V(a, b) \quad (4.8)$$

$$\delta V = \frac{\partial V}{\partial a} \delta a + \frac{\partial V}{\partial b} \delta b \quad (4.9)$$

Persamaan kalor yang diterima fluida adalah

$$q = \dot{m} C_p \Delta T \quad (4.10)$$

$$\delta q = \frac{\partial q}{\partial \dot{m}} \delta \dot{m} + \frac{\partial q}{\partial C_p} \delta C_p + \frac{\partial q}{\partial \Delta T} \delta \Delta T \quad (4.11)$$

$$\delta q = C_p \Delta T \delta \dot{m} + \dot{m} \Delta T \delta C_p + \dot{m} C_p \delta \Delta T \quad (4.12)$$

Dari persamaan tersebut diatas, disajikan pada tabel 4.4 yang menunjukkan hasil perhitungan ketidakpastian kalor yang diterima fluida. Sedangkan persamaan koefisien perpindahan kalor dua fase didih nukleat yang diterima fluida adalah

$$h = \frac{\ddot{q}}{T_W - T_{sat}} \quad (4.13)$$

$$\delta h = \frac{\partial h}{\partial \ddot{q}} \delta \ddot{q} + \frac{\partial h}{\partial T_W} \delta T_W + \frac{\partial h}{\partial T_{sat}} \delta T_{sat} \quad (4.14)$$

$$\delta h = \frac{1}{T_W - T_{sat}} \delta \ddot{q} - \frac{\ddot{q}}{(T_W - T_{sat})^2} \delta T_W + \frac{\ddot{q}}{(T_W - T_{sat})^2} \delta T_{sat} \quad (4.15)$$

Hasil perhitungan ketidakpastian pada koefisien perpindahan kalor pada ke-lima titik pengukuran diberikan secara berturut-turut sebagai berikut: titik ke-1 ± 11.85 , titik ke-2 ± 0.23 , titik ke-3 ± 0.01 , titik ke-4 ± 1.77 , dan titik ke-5 ± 1.31 .

Tabel 4.4. Ketidakpastian kalor yang diterima fluida

	ΔT ($^{\circ}\text{C}$)	δT ($^{\circ}\text{C}$)	C_p ($\text{J/kg}\cdot^{\circ}\text{C}$)	δC_p ($\text{J/kg}\cdot^{\circ}\text{C}$)	m kg/s	δm kg/s	δQ Watt
Pengujian 1	12,82	0,14	2796,26	0,50	0,000138	6,92214E-08	0,06
Pengujian 2	12,20	0,15	2785,74	0,41	0,000139	6,95749E-08	0,06
Pengujian 3	16,06	0,06	2799,36	0,29	0,000152	7,61825E-08	0,03
Pengujian 4	14,93	0,08	2794,94	0,29	0,000139	6,9266E-08	0,03
Pengujian 5	12,03	0,27	2799,48	1,04	0,000146	7,28768E-08	0,11
Pengujian 6	14,92	0,10	2795,72	0,43	0,000134	6,68926E-08	0,04
Pengujian 7	14,70	0,06	2791,28	0,21	0,000143	7,15201E-08	0,03
Pengujian 8	15,28	0,11	2795,77	0,46	0,000144	7,21369E-08	0,05
Rata -rata	14,12	0,12	2794,82	0,45	0,000142	7,09589E-08	0,05

Dari data tabel 4.4 diatas rata-rata dari ketidakpastian kalor yang diterima fluida adalah $\pm 0,05$ Watt

Proses penambahan heat melalui *test section*. Besarnya kalor yang diterima dihitung dengan menggunakan persamaan:

$$q_{receive} = \dot{m}C_p\Delta T \quad (4.16)$$

C_p untuk pengujian perpindahan kalor dua fase didih nukleat pada daerah *subcooled* adalah C_p fase cair. C_p untuk pengujian perpindahan kalor dua fase didih saturasi adalah C_p campuran.

Penambahan kalor melalui *test section* akan mengakibatkan peningkatan entalpi fluida kerja saat melalui *test section (evaporator)*. Besarnya peningkatan entalpi dapat dihitung dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$\Delta i = C_p\Delta T \quad (4.17)$$

Penentuan besarnya kualitas massa uap pada *outlet test section* sangat berperan penting, baik pada Reynolds dua fase, *void fraction*, kecepatan *superficial*, maupun pada pola aliran yang terjadi. Berikut persamaan kualitas massa uap pada sisi keluar pipa:

$$x_o = \frac{\Delta i + i_{li} - i_l}{i_{lg}} \quad (4.18)$$

Besarnya *Reynolds number* dua fase seperti yang tercantum pada tabel 4.3 diatas dihitung menggunakan persamaan:

$$Re_{tp} = \frac{GD}{\mu_{tp}} \quad (4.19)$$

Dengan persamaan viskositas dua fase dari (McAdams, Woods, & Heroman, 1942) sebagai berikut:

$$\mu_{tp} = \left[\frac{x}{\mu_g} + \frac{(1-x)}{\mu_l} \right]^{-1} \quad (4.20)$$

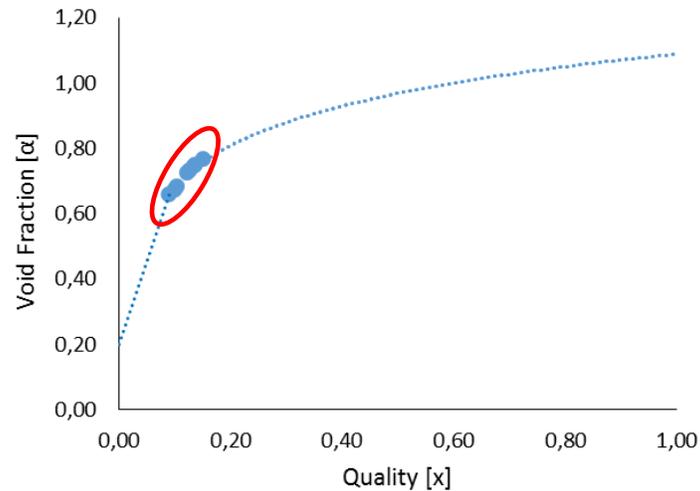
Cross section dari bentuk pola aliran akan memperlihatkan *void fraction*. Pada eksperimen ini, nilai dari *void fraction* digunakan dari model *homogeneous* (Collier, 2001) dengan persamaan sebagai berikut:

$$\alpha_h = \left[1 + \left(\frac{(1-x)\rho_g}{x\rho_l} \right) \right]^{-1} \quad (4.21)$$

Void fraction model *homogeneous* ini dipilih dimana kecepatan kedua fase (cair dan uap) mengalir dengan kecepatan yang sama. Model *homogeneous* ini lebih tepat digunakan untuk menentukan *void fraction* pada kanal mikro.

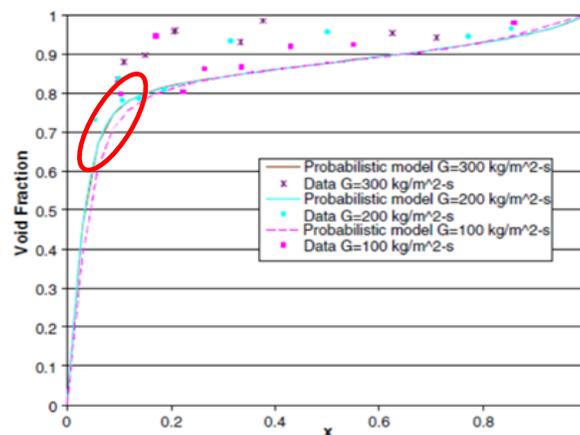
Dari data eksperimen diperoleh pengaruh kualitas uap terhadap *void fraction*. Pada gambar 4.6 memperlihatkan pengaruh kualitas massa uap pada *void fraction* penelitian. Dimana data yang diperoleh dengan rentang kualitas massa uap antara 0.09 – 0.15 dan rentang *void fraction* antara 0.66 – 0.77. Sedangkan gambar 4.7 memperlihatkan pengaruh kualitas massa uap pada *void fraction* pada kanal mikro dari Jassim & Newell (2006), disamping itu gambar

4.6 memperlihatkan variasi fluks massa terhadap hasil kualitas massa uap dan void fraction yang terjadi.



Gambar 4.6. Pengaruh kualitas massa uap pada *void fraction* penelitian

Dari kedua gambar 4.6 dan 4.7 tersebut terlihat bahwa adanya kemiripan gradien perubahan *void fraction* terhadap kualitas massa uap, yang ditandai dengan lingkaran berwarna merah. Dimana *gradient void fraction* terhadap kualitas massa uap relatif sama besar pada daerah kualitas massa uap yang sama.



Gambar 4.7 Pengaruh kualitas massa uap pada *void fraction* dari Jassim & Newell (2006)

(Sumber: Jassim, E. W., & Newell, T. A. (2006). Prediction of two-phase pressure drop and void fraction in microchannels using probabilistic flow regime mapping. *International Journal of Heat and Mass Transfer*)

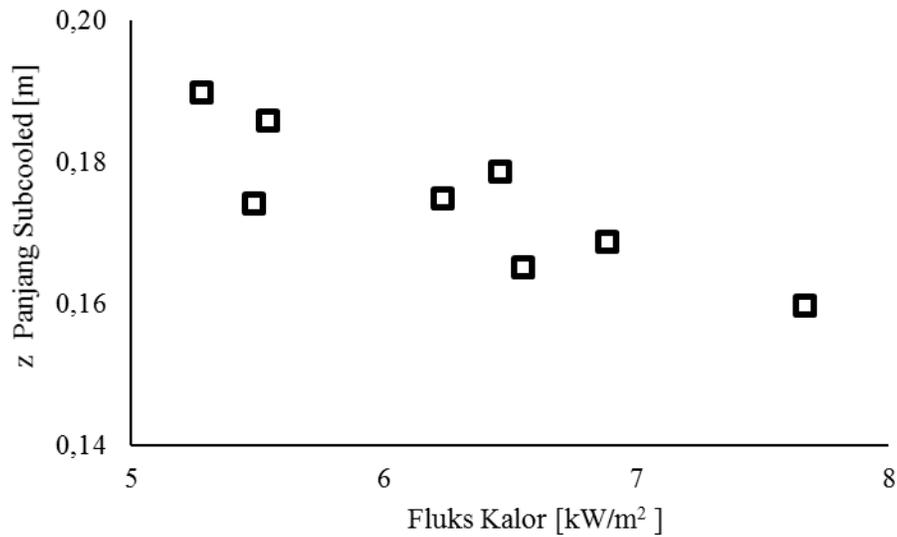
Perpindahan kalor dua fase didih nukleat diperoleh dari kontribusi perpindahan kalor konvektif (satu fase) dan perpindahan kalor didih nukleat. Persamaan yang digunakan dalam penelitian ini menggunakan persamaan yang dikembangkan oleh Chen (1966) sebagaimana persamaan pada (2.14). Perpindahan kalor didih nukleat yang digunakan menggunakan persamaan Cooper (1984). Persamaan perpindahan kalor didih nukleat dinyatakan sebagai berikut:

$$h_{nb} = 55P_r^{0.12}(-0.4343\ln P_r)^{-0.55}M^{-0.5}\dot{q}^{0.67} \quad (4.22)$$

4.3 Hasil Penelitian dan Diskusi

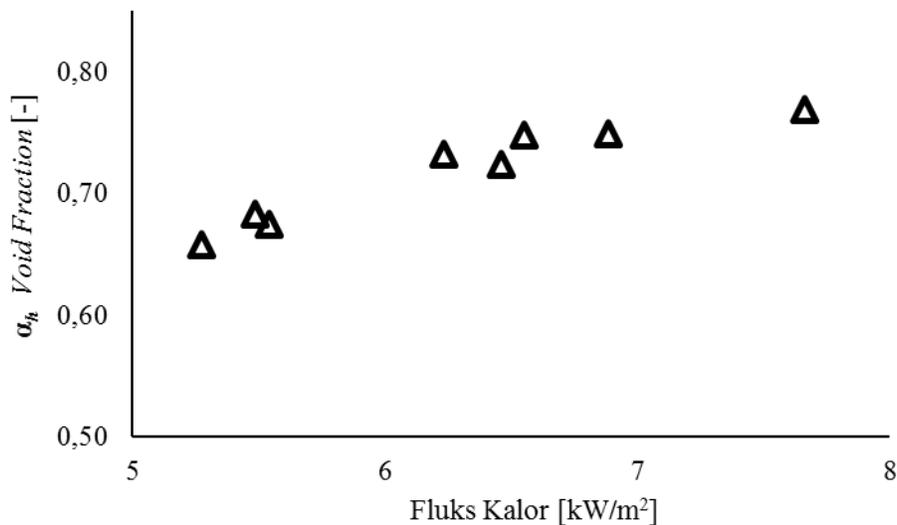
Hasil eksperimen menunjukkan bahwa aliran dua fase didih nukleat dengan rentang parameter fluks kalor, temperatur saturasi, bilangan Reynolds dan fluks massa sebagaimana yang disebutkan diatas menghasilkan aliran dua fase dengan kualitas massa uap kurang dari 0.2.

Pada gambar 4.6 diatas menunjukkan kenaikan *void fraction* meningkat tajam pada kualitas massa uap kurang dari 0.2. Hal ini terjadi karena produksi uap pada perubahan fase meningkat dengan meningkatnya kalor yang diterima fluida kerja. Sehingga berakibat aliran didih saturasi lebih cepat terjadi. Pengaruh fluks kalor pada kanal mikro dari penelitian ini diamati terhadap panjang *onset nucleate boiling* dan panjang *subcooled*. Peningkatan fluks kalor menyebabkan beda panjang *onset nucleate boiling* dengan panjang *subcooled* menjadi lebih pendek. Dari penelitian ini diperoleh bahwa panjang *onset nucleate boiling* relatif sama dengan panjang *subcooled*. Hasil penelitian ini menunjukkan bahwa fenomena terjadinya didih *subcooled* dan didih saturasi pada kanal mikro berbeda dengan fenomena yang terjadi pada kanal makro.



Gambar 4.8. Pengaruh fluks kalor pada panjang *subcooled*

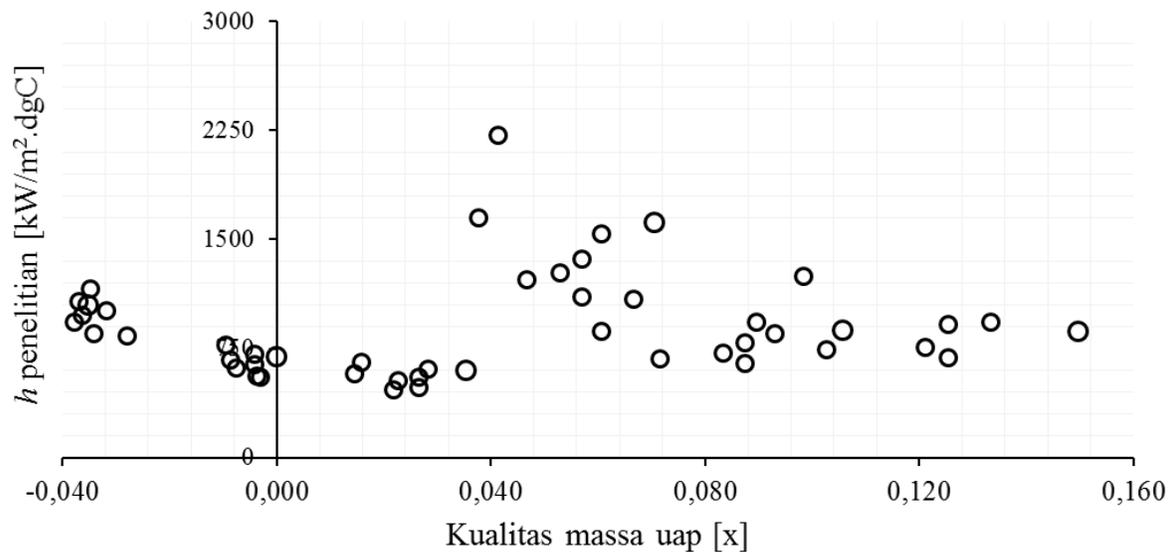
Gambar 4.8 diatas memperlihatkan pengaruh fluks kalor pada panjang *subcooled*. Semakin tinggi fluks kalor menyebabkan panjang *subcooled* menjadi lebih pendek. Hal ini terjadi karena penyerapan kalor di kanal mikro oleh fluida sangat besar, sehingga perbedaan temperatur dinding dengan temperatur saturasi untuk terjadinya *bubble* cukup rendah. Dari persamaan (3.10) yang digunakan ΔT_{sat} munculnya nukleat bernilai kurang dari 0.2 °C.



Gambar 4.9. Pengaruh fluks kalor pada *void fraction*

Pada gambar 4.9 menunjukkan kenaikan fluks kalor yang menyebabkan *void fraction* meningkat. Hal ini terjadi karena kualitas massa uap saat perubahan fase meningkat dengan meningkatnya fluks kalor. Rentang perubahan kualitas penelitian terjadi pada rentang dibawah 0.2. Pada rentang ini gradien perubahan *void fraction* terhadap kualitas massa uap meningkat sangat tajam. Hal ini berbeda dengan gradien perubahan *void fraction* terhadap kualitas massa uap pada rentang diatas 0.2, dimana pada rentang tersebut gradien perubahan meningkat landai.

Gambar 4.10 memperlihatkan nilai koefisien perpindahan kalor penelitian dalam rentang kualitas massa uap disepanjang pipa.

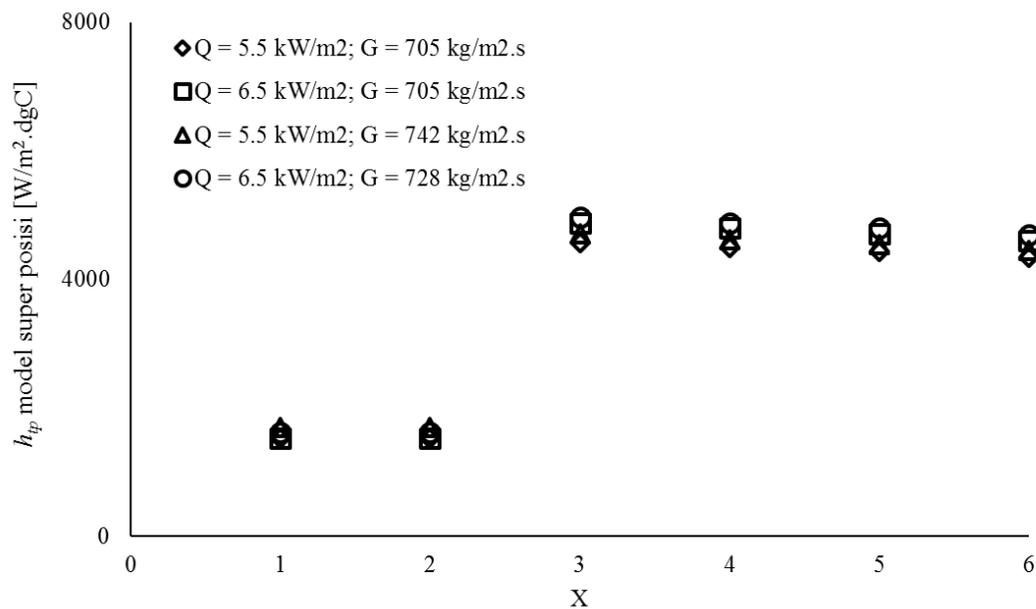


Gambar 4.10. Kualitas massa uap pada penelitian disepanjang pipa

Gambar 4.10 memperlihatkan nilai koefisien perpindahan kalor dalam rentang kualitas massa uap disepanjang pipa antara minus 0,040 sampai dengan 0,16 dari data eksperimen. Fluks kalor dan fluks massa yang terjadi pada kondisi diatas antara 5.28 – 7.66 kW/m² dan 681 – 776 kg/m².s. Koefisien perpindahan kalor untuk daerah x kurang dari 0 (subcooled) terlihat mempunyai nilai koefisien perpindahan kalor yang mendekati sama. Tetapi koefisien perpindahan kalor pada kondisi didih nukleat dimana kualitas massa uap lebih besar dari 0 terlihat nilai koefisien perpindahan kalor lebih tersebar dan mempunyai nilai yang lebih

tinggi. Hal ini mengindikasikan bahwa koefisien perpindahan kalor pada kanal mikro dipengaruhi oleh didih nukleat dibandingkan dengan didih konvektif.

Pada gambar 4.11 menunjukkan koefisien perpindahan kalor dua fase didih nukleat pada titik-titik pengukuran temperatur. Perpindahan kalor konvektif satu fase terjadi pada titik pengukuran temperatur 1 dan 2. Dimana pada titik 1 dan 2 tersebut kualitas massa uap kurang dari 0.

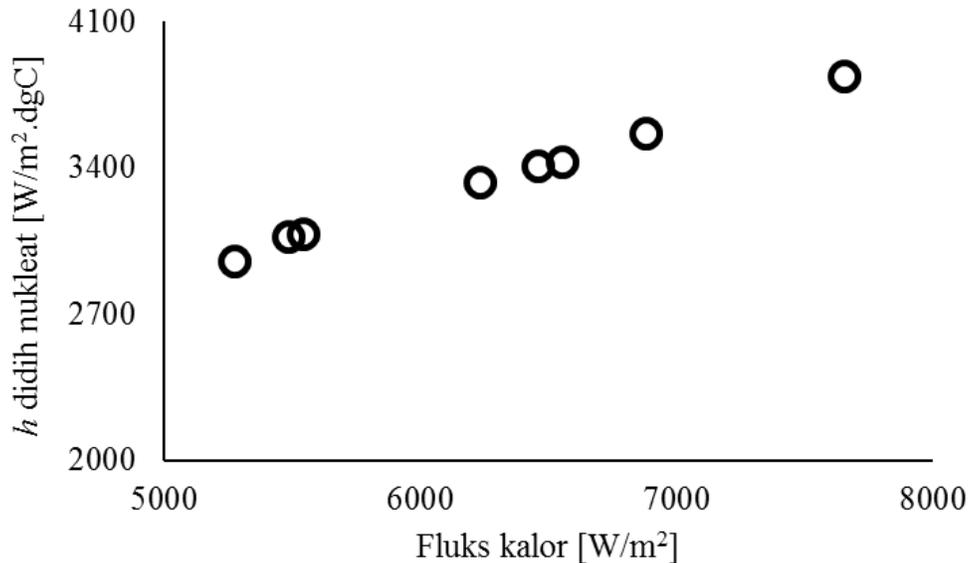


Gambar 4.11. Koefisien perpindahan kalor dua fase didih nukleat pada titik-titik pengukuran temperatur

Koefisien perpindahan kalor aliran dua fase didih nukleat mulai terjadi di sekitar titik pengukuran temperatur 2, dimana kontribusi perpindahan kalor didih nukleat mulai terjadi pada titik pengukuran tersebut dan sangat mempengaruhi total perpindahan kalor aliran dua fase didih nukleat. Dari data penelitian diperoleh bahwa fluks kalor signifikan mempengaruhi koefisien perpindahan kalor didih nukleat.

Pada gambar 4.12 disajikan gambar pengaruh kenaikan fluks kalor terhadap koefisien perpindahan kalor didih nukleat. Pada gambar tersebut menunjukkan kenaikan fluks kalor

menyebabkan koefisien perpindahan kalor didih nukleat meningkat. Hal ini menunjukkan perpindahan kalor didih nukleat sangat dominan mempengaruhi total koefisien perpindahan kalor aliran didih dua fase didih nukleat dibandingkan dengan perpindahan kalor konveksi.



Gambar 4.12. Pengaruh fluks kalor terhadap koefisien perpindahan kalor didih nukleat.

Hasil ini sama dengan hasil penelitian yang dilakukan oleh peneliti-peneliti sebelumnya seperti, Lazarek & Black (1982) yang menyatakan persamaan koefisien perpindahan kalor yang digunakan merupakan fungsi dari bilangan tak berdimensi bilangan *Reynolds* dan bilangan *Boiling* dengan dominasi didih nukleat dan tidak tergantung pada kualitas massa uap (x). Batasan parameter penelitiannya dengan fluks massa $140 - 740 \text{ kg/s.m}^2$ dan kualitas massa uap $0 - 0.8$. Oh et al (2011), Tran et al (1996) menyampaikan koefisien perpindahan kalor yang juga menunjukkan dominasi kontribusi perpindahan kalor mendidih nukleat. Yin & Jia (2016) melakukan penelitian dari pengetahuan sebelumnya, yaitu dinamika *bubble* mempunyai pengaruh yang signifikan terhadap performan perpindahan kalor aliran didih pada kanal mikro.

4.3.1 Analisis Parameter Penelitian Terhadap Koefisien Perpindahan Kalor

Berikut ini disampaikan tabel 4.4 yang berisikan parameter penelitian fluks massa, fluks kalor dan bilangan Reynolds dua fase terhadap koefisien perpindahan kalor dua fase didih

nukleat yang dihasilkan. Dalam tabel tersebut digunakan karakter 1 dan 0. Dimana karakter 1 menjelaskan nilai yang lebih besar dari karakter 0.

Tabel 4.5. Parameter penelitian fluks massa, fluks kalor, bilangan Reynolds dua fase terhadap koefisien perpindahan kalor dua fase didih nukleat

<i>Case</i>	G (Fluks massa)		\dot{q} (Fluks Kalor)		Reynolds Dua Fase		Koefisien Perpindahan kalor	
	A	B	A	B	A	B	A	B
I	1	0	0	1	0	1	0	1
II	0	1	0	1	0	1	0	1
III	1	1	0	1	0	1	0	1

Pada tabel 4.5 dapat dijelaskan sebagai berikut, pada data penelitian pada *case I* dengan membandingkan A memiliki fluks massa yang lebih besar dari B. Sedangkan A memiliki fluks kalor lebih rendah dari B. Hasil penelitian mendapatkan A memiliki bilangan Reynolds dua fase yang lebih rendah dari B. Dan A memiliki perpindahan kalor lebih rendah dari B. Pada *case II* dengan membandingkan A yang memiliki fluks massa dan perpindahan kalor yang lebih rendah dari B menghasilkan A yang memiliki bilangan Reynolds dua fase yang lebih rendah dari B. Dan A memiliki perpindahan kalor lebih rendah dari B. Pada *case III* dengan A memiliki fluks kalor lebih rendah dari B, tetapi A dan B memiliki fluks massa yang sama, menghasilkan A yang memiliki bilangan Reynolds dua fase yang lebih rendah dari B. Dan A memiliki perpindahan kalor lebih rendah dari B.

4.3.1.1 Analisis Fluks Massa

Dari data penelitian diperoleh data bahwa pada fluks massa yang rendah atau tinggi akan menghasilkan perpindahan kalor yang rendah jika fluks kalor rendah. Dan dari data penelitian juga menunjukkan bahwa pada pada fluks massa yang rendah atau tinggi akan menghasilkan perpindahan kalor yang tinggi jika fluks kalor tinggi. Sehingga dapat disampaikan bahwa fluks massa tidak mempengaruhi secara signifikan terhadap perpindahan kalor pada aliran dua fase didih nukleat pada kanal mikro. Hal ini mirip dengan penelitian perpindahan kalor pada kanal mikro yang dilakukan oleh Oh et al (2011), Qu & Mudawar (2003), Tran et al (1996).

4.3.1.2 Analisis Bilangan Reynolds Dua Fase Didih Nukleat

Bilangan Reynolds dua fase pada kanal mikro mempengaruhi perpindahan kalor dua fase didih nukleat, dimana semakin tinggi bilangan Reynolds dua fase menyebabkan perpindahan kalor semakin tinggi pula. Bilangan Reynolds dua fase semakin tinggi dapat terjadi jika evaporasi semakin meningkat, hal ini yang mengindikasikan bahwa perpindahan kalor didih nukleat lebih mendominasi.

4.3.1.3 Analisis Fluks Kalor

Fluks kalor mempunyai pengaruh pada perpindahan kalor dua fase nukleat pada kanal mikro, dimana semakin tinggi fluks kalor menyebabkan perpindahan kalor semakin tinggi pula. Fluks kalor yang tinggi menyebabkan munculnya nukleat lebih aktif, sehingga perpindahan kalor nukleat lebih dominan. Hal ini mirip dengan penelitian perpindahan kalor pada kanal mikro yang dilakukan oleh Dang et al (2017), Oh et al (2011), Qu & Mudawar (2003), Tran et al (1996)

4.3.1.4 Analisis Tegangan Permukaan

Tegangan permukaan merupakan salah satu sifat dari fluida. Proses terbentuknya nukleat lebih mudah terbentuk pada tegangan permukaan yang rendah. Makin dekatnya jarak antara *onset nucleate boiling* dengan jarak didih *subcooled* pada kanal mikro mengindikasikan bahwa tegangan permukaan berpengaruh terhadap perpindahan kalor didih nukleat. Perpindahan kalor didih nukleat mendominasi pada kanal mikro. Dengan demikian dapat disampaikan bahwa semakin rendahnya tegangan permukaan akan menyebabkan meningkatnya perpindahan kalor dua fase nukleat pada kanal mikro. Analisis ini sama dengan yang disampaikan oleh Oh et al (2011).

4.3.2 Perbandingan Hasil

Koefisien perpindahan kalor dua fase didih nukleat hasil penelitian ini akan dibandingkan dengan korelasi dari beberapa peneliti. Evaluasi terhadap korelasi prediksi perpindahan kalor model super posisi yang digunakan menggunakan *mean absolute deviation* (MAD) dan observasi prediksi dari korelasi yang berbeda baik untuk hasil prediksi diatas atau dibawah

menggunakan *mean relative deviation* (MRD). Korelasi prediksi koefisien perpindahan kalor dua fase pada kanal mikro dari beberapa peneliti tercantum dalam tabel 4.6 dibawah ini:

Tabel 4.6. Korelasi koefisien perpindahan kalor dua fase pada kanal mikro

Peneliti	Korelasi	MAD
Li & Wu (2010)	$h_{tp} = 334Bl^{0.3}(BoRe_l^{0.36})^{0.4} \left(\frac{k_l}{D_h}\right)$	79%
Kew & Cornwell (1997)	$h_{tp} = 30Re_{lo}^{0.857}Bo^{0.714}\frac{k_l}{D}(1-x)^{-0.143}$	75%
Lazarek & Black (1982)	$h_{tp} = 30Re^{0.857}Bo^{0.714}\frac{k_l}{D}$	75%
Tran et al (1996)	$h_{tp} = (8.4 \times 10^{-3})(Bo^2We_l)^{0.3} \left(\frac{\rho_l}{\rho_g}\right)^{-0.4}$	48%
Model Super Posisi	$h_{tp} = sh_{nb} + Fh_c$	
Zhang, Hibiki, & Mishima (2004)	$S = \frac{1}{1 + 2.53 \times 10^{-6}Re_l^{1.17}}$ $F = \text{Max} \left[0.64 \left(1 + \frac{C}{X_{tt}} + \frac{1}{X_{tt}^2} \right)^{0.5}, 1 \right]$	83%
Pamitran, Choi, Oh, & Oh (2007)	$S = 9.4625(\phi^2)^{-0.2747}Bo^{0.1285}$ $F = 0.062\phi^2 + 0.938$	87%

Perbandingan hasil penelitian dengan Li & Wu (2010) memiliki MAD yang besar. Li & Wu (2010) melakukan penelitian dengan mengumpulkan data penelitian dari berbagai penelitian sebelumnya. Dimana data terdiri dari rentang fluida kerja, diameter hidrolis dan kondisi operasional yang bervariasi, sehingga perbandingan korelasi dengan Li & Wu (2010) mempunyai potensi perbedaan yang besar.

Perbandingan hasil penelitian dengan Kew & Cornwell (1997) memiliki MAD yang besar. Hal ini disebabkan pipa penelitian Kew & Cornwell (1997) berorientasi vertikal. Model yang dikembangkan oleh Kew & Cornwell (1997) daerah didih nukleat dan didih film.

Perbandingan hasil penelitian dengan Lazarek & Black (1982) memiliki MAD yang besar. Fluida kerja menggunakan refrigeran R-113 dengan kondisi saturasi. Fluida kerja yang

digunakan penelitian oleh Lazarek & Black (1982) juga menyebabkan perpindahan kalor dari Lazarek & Black (1982) lebih tinggi. Hal ini disebabkan oleh sifat fluida kerja khususnya nilai surface tension R-113 yang lebih rendah dari R-290.

Perbandingan hasil penelitian dengan Tran et al (1996) mempunyai MAD yang lebih baik dari peneliti yang lain. Fluida kerja yang digunakan R-12 dengan diameter pipa 2.46 mm. Sifat fluida kerja R-12 mempunyai nilai surface tension R-12 yang lebih rendah dari R-290. Korelasi Tran et al (1996) lebih baik dari korelasi Lazarek & Black (1982) disebabkan diameter yang digunakan Tran et al (1996) lebih kecil dari diameter pipa yang digunakan Lazarek & Black (1982).

Tipe model koefisien perpindahan kalor dari Zhang et al (2004) yang digunakan berdasarkan model super posisi, dimana total koefisien perpindahan kalor merupakan penjumlahan dari perpindahan kalor konvektif dan perpindahan kalor didih nukleat. Persamaan tersebut menyatakan jika $0.64 \left(1 + \frac{c}{x_{tt}} + \frac{1}{x_{tt}^2}\right)^{0.5}$ bernilai lebih dari satu maka nilai F yang digunakan adalah nilai tersebut. Tetapi jika nilai $0.64 \left(1 + \frac{c}{x_{tt}} + \frac{1}{x_{tt}^2}\right)^{0.5}$ kurang dari satu maka nilai F yang digunakan adalah 1 (satu). Perbandingan hasil penelitian dengan Zhang et al (2004) memiliki MAD yang besar. Zhang et al (2004) melakukan penelitian dengan mengumpulkan data penelitian dari berbagai penelitian sebelumnya. Pengembangan yang dikembangkan untuk model aliran didih saturasi dengan aliran cair turbulen dan gas turbulen, sehingga perbandingan korelasi dengan Zhang et al (2004) mempunyai potensi perbedaan yang besar.

Perbandingan hasil penelitian dengan Pamitran et al (2007) memperlihatkan nilai MAD besar. Fluida kerja R-410A yang digunakan adalah fluida kerja campuran antara R-32 dengan R-125. Kondisi operasi penelitian dari Pamitran et al (2007) juga mempengaruhi perbedaan hasil penelitian, seperti temperatur masuk fluida yang lebih rendah, fluks kalor diatas 10 kW/m².s, dan diameter pipa 1.5 mm.

Hasil evaluasi terhadap korelasi diatas diperoleh MAD dan MRD yang sama. Korelasi dari Tran et al (1996) mempunyai nilai MAD terendah yaitu 48%, sedangkan MAD yang sama diperoleh dari korelasi Kew & Cornwell (1997) dan Lazarek & Black (1982) yaitu 75%.

Evaluasi dengan menggunakan model super posisi dari Pamitran et al (2007) memperlihatkan nilai MAD besar yaitu 87%.

4.3.3 Pengembangan Faktor *Suppression* (S) Pada Koefisien Perpindahan Kalor Didih Nukleat dengan Model Super Posisi.

Parameter S dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan:

$$S = \frac{h_{tp,exp} - F h_{sp}}{h_{nb}} \quad (4.23)$$

Dimana parameter F merupakan fungsi bilangan Reynolds dua fase dan bilangan Reynolds liquid. Berikut persamaannya:

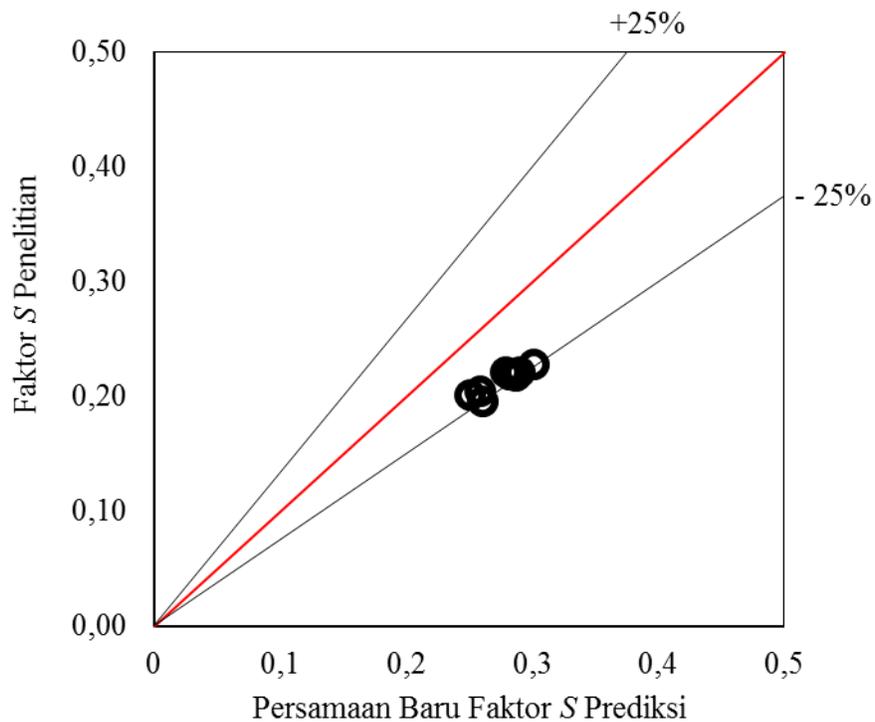
$$F = \left(\frac{Re_{tp}}{Re_l} \right)^{0.8} \quad (4.24)$$

Pengembangan korelasi baru parameter S dengan menggunakan S sebagai fungsi *two-phase multiplier* dan bilangan *Boiling*. Persamaan dikembangkan dengan model:

$$S = a(\phi_l^2)^b Bo^c \quad (4.25)$$

Dari data penelitian dikembangkan korelasi baru dengan metode regresi. Hasil perhitungan diperoleh nilai $a = 0.4457$, nilai $b = 0.4818$ dan nilai $c = 0.09251$. Persamaan korelasi baru faktor *suppression* (S) sebagai berikut:

$$S = 0.4457(\phi_l^2)^{0.4818} Bo^{0.09251} \quad (4.26)$$



Gambar 4.13. Perbandingan faktor S penelitian dengan persamaan baru faktor S prediksi
 Gambar 4.13 memperlihatkan perbandingan faktor S penelitian dengan faktor S prediksi baru. Dari perbandingan tersebut dihasilkan mean relative deviation (MRD) sebesar minus 22.3 % dan mean absolute deviation (MAD) sebesar 22.3 %.

Perbandingan faktor S penelitian dengan faktor S dari peneliti sebelumnya Zhang et al (2004) diperoleh hasil mean relative deviation (MRD) sebesar minus 77.5 % dan mean absolute deviation (MAD) sebesar 77.5 %. Sedangkan perbandingan faktor S penelitian dengan faktor S dari peneliti Pamitran et al (2007) diperoleh hasil mean relative deviation (MRD) sebesar minus 88.4 % dan mean absolute deviation (MAD) sebesar 88.4 %.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan Penelitian Perpindahan Kalor Satu Fase

Karakteristik perpindahan kalor satu fase dipengaruhi oleh *Reynolds number* dan *Prandtl number*. Peningkatan *Reynolds number* menghasilkan peningkatan koefisien perpindahan kalor. Fluks kalor dominan mempengaruhi perpindahan kalor satu fase pada kanal mikro. Peningkatan fluks kalor menyebabkan perbedaan temperatur liquid dengan temperatur dinding menjadi lebih rendah. Koefisien perpindahan kalor akan meningkat dengan semakin rendahnya perbedaan temperatur liquid dengan temperature dinding.

Korelasi koefisien perpindahan kalor baru untuk satu fase pada kanal mikro telah berhasil dikembangkan. Korelasi tersebut membantu *engineering* untuk referensi desain *heat exchanger* pada kanal mikro.

5.2 Kesimpulan Penelitian Perpindahan Kalor Aliran Didih Dua Fase Nukleat

Penelitian untuk studi perpindahan kalor aliran didih dua fase pada kanal mikro dengan menggunakan refrigeran natural R-290 telah berhasil dilakukan. Beberapa kesimpulan penelitian aliran didih dua fase disampaikan sebagai berikut:

- Pada aliran didih dua fase terindikasi panjang *onset nucleate boiling* sama dengan panjang *subcooled*.
- Dalam penelitian ini didapatkan bahwa koefisien perpindahan kalor aliran didih dua fasa pada kanal mikro sangat dipengaruhi oleh perpindahan kalor didih nukleat dan kurang dipengaruhi oleh perpindahan kalor konvektif.
- Fluks massa kurang berpengaruh signifikan terhadap perpindahan kalor dua fase nukleat pada kanal mikro.
- Fluks kalor mempunyai pengaruh yang signifikan terhadap perpindahan kalor dua fase didih nukleat, dimana semakin besar fluks kalor menyebabkan perpindahan kalor dua fase didih nukleat pada kanal mikro meningkat.

- Bilangan Reynolds dua fase mempunyai pengaruh yang signifikan terhadap perpindahan kalor dua fase didih nukleat, dimana semakin besar bilangan Reynolds dua fase menyebabkan perpindahan kalor dua fase nukleat pada kanal mikro meningkat.
- Tegangan permukaan mempunyai pengaruh terhadap perpindahan kalor dua fase didih nukleat, dimana semakin rendahnya tegangan permukaan akan menyebabkan meningkatnya perpindahan kalor dua fase didih nukleat pada kanal mikro.
- Koefisien perpindahan kalor penelitian dan perbandingan dengan korelasi koefisien perpindahan kalor dari beberapa author menunjukkan MAD dan MRD yang sangat besar
- Pengembangan korelasi baru untuk memprediksi koefisien perpindahan kalor telah dibuat dan dapat digunakan untuk kepentingan *engineering*.

5.3 Saran

Studi koefisien perpindahan kalor dua fase pada kanal mikro juga sangat terbuka untuk mengembangkan korelasi berdasarkan pola aliran dua fase pada kanal mikro dan pengembangan penelitian untuk koefisien perpindahan kalor didih saturasi dengan kualitas uap lebih besar dari 0.2.

Lampiran 1 Daftar Pustaka

- Bao, ZY, Fletcher, DF, & Haynes, BS. (2000). Flow boiling heat transfer of Freon R11 and HCFC123 in narrow passages. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 43(18), 3347-3358.
- Bennett, Douglas L, & Chen, John C. (1980). Forced convective boiling in vertical tubes for saturated pure components and binary mixtures. *AIChE Journal*, 26(3), 454-461.
- Chen, John C. (1966). Correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow. *Industrial & engineering chemistry process design and development*, 5(3), 322-329.
- Choi, Kwang-II, Pamitran, AS, Oh, Jong-Taek, & Saito, Kiyoshi. (2009). Pressure drop and heat transfer during two-phase flow vaporization of propane in horizontal smooth minichannels. *International Journal of Refrigeration*, 32(5), 837-845.
- Choi, SB, Barron, R F_, & Warrington, RO. (1991). *Fluid flow and heat transfer in microtubes*. Paper presented at the ASME DSC.
- Collier, John G. (2001). John R. Thome Convective boiling and condensation. *International Book Company*.
- Collier, John G, & Thome, John R. (1994). *Convective boiling and condensation*: Clarendon Press.
- Cooper, MG. (1984a). Heat flow rates in saturated nucleate pool boiling-a wide-ranging examination using reduced properties. *Advances in heat transfer*, 16, 157-239.
- Cooper, MG. (1984b). *Saturated nucleate pool boiling-a simple correlation*. Paper presented at the 1st UK National Heat Transfer Conference, 1984.
- Dang, Chao, Jia, Li, Xu, Mingchen, Huang, Qian, & Peng, Qi. (2017). Experimental study on flow boiling characteristics of pure refrigerant (R134a) and zeotropic mixture (R407C) in a rectangular micro-channel. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 104, 351-361.
- Davis, E Jo, & Anderson, GH. (1966). The incipience of nucleate boiling in forced convection flow. *AIChE Journal*, 12(4), 774-780.

- Dittus, FW, & Boelter, LMK. (1930). University of California publications on engineering. *University of California publications in Engineering*, 2, 371.
- Edelstein, Sergio, Perez, AJ, & Chen, JC. (1984). Analytic representation of convective boiling functions. *AIChE journal*, 30(5), 840-841.
- Forster, HK, & Zuber, Novak. (1955). Dynamics of vapor bubbles and boiling heat transfer. *AIChE Journal*, 1(4), 531-535.
- France, DM, Jendrzeczyk, JA, & Iran, TN. (1993). Boiling heat transfer in a horizontal small-diameter tube. *Journal of Heat Transfer*, 115, 963.
- Fujita, Yasunobu, & Bai, Qiang. (1997). Critical heat flux of binary mixtures in pool boiling and its correlation in terms of Marangoni number. *International Journal of Refrigeration*, 20(8), 616-622. doi: [http://dx.doi.org/10.1016/S0140-7007\(97\)00026-1](http://dx.doi.org/10.1016/S0140-7007(97)00026-1)
- Gnielinski, Volker. (1975). New equations for heat and mass transfer in the turbulent flow in pipes and channels. *NASA STI/recon technical report A*, 75, 8-16.
- Gnielinski, Volker. (1976). New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. *Int. Chem. Eng.*, 16(2), 359-368.
- Gungor, KE, & Winterton, RHS. (1987). Simplified general correlation for saturated flow boiling and comparisons of correlations with data. *Chemical engineering research & design*, 65(2), 148-156.
- Haynes, BS, & Fletcher, DF. (2003). Subcooled flow boiling heat transfer in narrow passages. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46(19), 3673-3682.
- Jassim, E. W., & Newell, T. A. (2006). Prediction of two-phase pressure drop and void fraction in microchannels using probabilistic flow regime mapping. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49(15), 2446-2457. doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.01.034>
- Kandlikar, Satish G. (1990). A general correlation for saturated two-phase flow boiling heat transfer inside horizontal and vertical tubes. *ASME J. Heat Transfer*, 112(1), 219-228.

- Kandlikar, Satish G, & Grande, William J. (2002). *Evolution of microchannel flow passages: thermohydraulic performance and fabrication technology*. Paper presented at the ASME 2002 International Mechanical Engineering Congress and Exposition.
- Keepaiboon, Chanyoot, & Wongwiset, Somchai. (2015). Two-phase flow patterns and heat transfer characteristics of R134a refrigerant during flow boiling in a single rectangular micro-channel. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 66, 36-45. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2015.02.004>
- Kew, Peter A, & Cornwell, Keith. (1997). Correlations for the prediction of boiling heat transfer in small-diameter channels. *Applied Thermal Engineering*, 17(8), 705-715.
- Kutateladze, Samson Semenovich. (1961). Boiling heat transfer. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 4, 31-45.
- Lazarek, GM, & Black, SH. (1982). Evaporative heat transfer, pressure drop and critical heat flux in a small vertical tube with R-113. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 25(7), 945-960.
- Lee, Jaeseon, & Mudawar, Issam. (2005). Two-phase flow in high-heat-flux micro-channel heat sink for refrigeration cooling applications: Part II—heat transfer characteristics. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48(5), 941-955.
- Lee, Poh-Seng, Garimella, Suresh V, & Liu, Dong. (2005). Investigation of heat transfer in rectangular microchannels. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48(9), 1688-1704.
- Li, Wei, & Wu, Zan. (2010a). A general correlation for evaporative heat transfer in micro/mini-channels. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53(9), 1778-1787.
- Li, Wei, & Wu, Zan. (2010b). A general criterion for evaporative heat transfer in micro/mini-channels. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53(9-10), 1967-1976.
- Liu, Dong, & Garimella, Suresh V. (2007). Flow boiling heat transfer in microchannels. *Journal of Heat Transfer*, 129(10), 1321-1332.
- Lockart, RW, & Martinelli, RC. (1949). Proposed correlation of data for isothermal two-phase, two-component flow in pipes. *Chem. Eng. Prog*, 45(1), 39-48.

- McAdams, WH, Woods, WK, & Heroman, LC. (1942). Vaporization inside horizontal tubes-II-benzene-oil mixtures. *Trans. ASME*, 64(3), 193-200.
- McNeil, D. A., Raeisi, A. H., Kew, P. A., & Hamed, R. S. (2013). Flow boiling heat-transfer in micro to macro transition flows. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 65(Supplement C), 289-307. doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.05.077>
- Oh, Jong-Taek, Pamitran, AS, Choi, Kwang-II, & Hrnjak, Pega. (2011). Experimental investigation on two-phase flow boiling heat transfer of five refrigerants in horizontal small tubes of 0.5, 1.5 and 3.0 mm inner diameters. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54(9), 2080-2088.
- Pamitran, A. S., Choi, Kwang-II, Oh, Jong-Taek, & Oh, Hoo-Kyu. (2007). Forced convective boiling heat transfer of R-410A in horizontal minichannels. *International Journal of Refrigeration*, 30(1), 155-165. doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2006.06.005>
- Qu, Weilin, & Mudawar, Issam. (2003). Flow boiling heat transfer in two-phase micro-channel heat sinks—I. Experimental investigation and assessment of correlation methods. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46(15), 2755-2771.
- Rohsenow, Warren M. (1951). A method of correlating heat transfer data for surface boiling of liquids: Cambridge, Mass.: MIT Division of Industrial Cooperation,[1951].
- Saitoh, Shizuo, Daiguji, Hirofumi, & Hihara, Eiji. (2005). Effect of tube diameter on boiling heat transfer of R-134a in horizontal small-diameter tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48(23), 4973-4984.
- Shah, Mirza M. (2017). New correlation for heat transfer during subcooled boiling in plain channels and annuli. *International Journal of Thermal Sciences*, 112, 358-370.
- Shah, RK, & London, Alexander L. (1978). Laminar flow forced convection in ducts: a source book for compact heat exchanger analytical data.
- Sieder, E Nn, & Tate, Go E. (1936). Heat transfer and pressure drop of liquids in tubes. *Industrial & Engineering Chemistry*, 28(12), 1429-1435.
- Stephan, K, & Abdelsalam, M. (1980). Heat-transfer correlations for natural convection boiling. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 23(1), 73-87.

- Tran, TN, Wambsganss, MW, & France, DM. (1996). Small circular-and rectangular-channel boiling with two refrigerants. *International Journal of Multiphase Flow*, 22(3), 485-498.
- Tran, TN, Wambsganss, MW, Jendrzejczyk, JA, & France, DM. (1993). Boiling heat transfer in a small horizontal rectangular channel: Argonne National Lab., IL (United States).
- Wang, BX, & Peng, XF. (1994). Experimental investigation on liquid forced-convection heat transfer through microchannels. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 37, 73-82.
- Warrier, Gopinath R, Dhir, Vijay K, & Momoda, Leslie A. (2002). Heat transfer and pressure drop in narrow rectangular channels. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 26(1), 53-64.
- Wu, Peiyi, & Little, WA. (1984). Measurement of the heat transfer characteristics of gas flow in fine channel heat exchangers used for microminiature refrigerators. *Cryogenics*, 24(8), 415-420.
- Yan, Yi-Yie, & Lin, Tsing-Fa. (1998). Evaporation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-134a in a small pipe. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 41(24), 4183-4194.
- Yin, Liaofei, & Jia, Li. (2016). Confined characteristics of bubble during boiling in microchannel. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 74, 247-256.
- Yu, W, France, DM, Wambsganss, MW, & Hull, JR. (2002). Two-phase pressure drop, boiling heat transfer, and critical heat flux to water in a small-diameter horizontal tube. *International Journal of Multiphase Flow*, 28(6), 927-941.
- Zhang, W., Hibiki, T., & Mishima, K. (2004). Correlation for flow boiling heat transfer in mini-channels. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47(26), 5749-5763. doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.07.034>

Lampiran 2 Publikasi Ilmiah

No	Judul Jurnal	Penerbit / Tema Konferensi
1	Heat Transfer Coefficient of Two-phase Flow Boiling in Kanal mikro with Quality Under 0.2	Journal Makara (Under Review Round 1) / 2018
2	Two-phase Frictional Pressure Drop of Propane with Prediction Methods of Viscosity and Density in 500 μm Diameter Tube	IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 316 (2018) 012058 doi:10.1088/1757-899X/316/1/012058
3	Heat transfer coefficient of near boiling single phase flow with propane in horizontal circular micro channel	IOP / 2nd international Tropical Renewable Energy Conference (i-TREC) 2017
4	Effect of Liquid Reynolds Number on Pressure Drop of Evaporative R-290 in 500 μm Circular Tube	International Journal Of Technology / Universitas Indonesia (2017)
5	Analysis of the Two-Phase Heat Transfer Coefficient of Propane in a Small Channel	Elsevier - Energy Procedia / The 8th International Conference on Applied Energy (ICAE) 2016
6	Investigation of compatibility of the heat transfer coefficient correlations for macro and mini channels	Elsevier - Energy Procedia / The 8th International Conference on Applied Energy (ICAE) 2016
7	Experimental investigation on evaporative flow heat transfer coefficient of propane in horizontal circular tube	6 TH Brunei International Conference on Engineering and Technology (BICET) 2016
8	Void Fraction of Flow Boiling with Propane in Circular Horizontal Tube	International Journal Of Technology / 8 th The International Meeting of Advance Thermofluids (IMAT) 2015

(Lanjutan)

9	Optimization of The Friction Factor and Frictional Pressure Drop of R-22 and R-290	International Journal Of Technology / 8 th The International Meeting of Advance Thermofluids (IMAT) 2015
10	Effect of superficial velocity on vaporization pressure drop with propane in horizontal circular tube	AIP Conference Proceedings / 3 rd Regional Conference on Energy Engineering & 7 th International Conference of Thermofluids (RCEnE) 2015
11	Prediction of the optimized frictional pressure drop in a two phase flow small-channel with genetic algorithm	Elsevier - Energy Procedia / The 7th International Conference on Applied Energy (ICAE) 2015
12	Investigation on Void Fraction for Two-phase Flow Pressure Drop of Evaporative R-290 in Horizontal Tube	Jurnal Teknologi / Universitas Teknologi Malaysia 2015
13	Modeling of The Minimized Two-phase Flow Frictional Pressure Drop in A Small Tube with Different Correlations	Jurnal Teknologi / Universitas Teknologi Malaysia 2015