



รายงานวิจัยฉบับสมบูรณ์

โครงการ ผลของรูปร่างและตัวแปรไร้มิติที่มีผลต่อลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อ
ความร้อนแบบสัณฐานรอบที่ติดตั้งเซคิวาล์ว

โดย นายสัมพันธ์ ฤทธิเดช

สิงหาคม 2551

สัญญาเลขที่ TRG4980005

รายงานวิจัยฉบับสมบูรณ์

โครงการ ผลของรูปร่างและตัวแปรไร้มิติที่มีผลต่อลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อ
ความร้อนแบบสั่นวงรอบที่ติดตั้งใช้ควาล์ว

คณะผู้วิจัย

สังกัด

1. นายสัมพันธ์

ฤทธิเดช

คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยมหาสารคาม

สนับสนุนโดยสำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัย

(ความเห็นในรายงานนี้เป็นของผู้วิจัย สกว. ไม่จำเป็นต้องเห็นด้วยเสมอไป)

กิตติกรรมประกาศ

งานวิจัยเรื่อง “ผลของรูปร่างและตัวแปรไร้มิติที่มีผลต่อลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นงอที่ติดตั้งเซิควาล์ว” สำเร็จลงได้อย่างสมบูรณ์ ผู้วิจัยขอกราบขอบพระคุณ ศาสตราจารย์ ดร. ประดิษฐ์ เทอดทูล นักวิจัยที่ปรึกษาที่คอยดูแลเอาใจใส่พร้อมให้คำปรึกษาแก่ผู้วิจัยตลอดมา และ ขอกราบขอบพระคุณ รองศาสตราจารย์ ลักษณะ หิมะคุณ ที่ให้คำแนะนำและให้กำลังใจกับผู้วิจัยเสมอมา ท้ายสุดขอขอบคุณสำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัย (สกว.) ที่สนับสนุนทุนวิจัยในครั้งนี้

สัมพันธ์ ฤทธิเดช
ผู้วิจัย

ข

รหัสโครงการ: TRG4980005

ชื่อโครงการ: ผลของรูปร่างและตัวแปรไร้มิติที่มีผลต่อลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นงอที่ติดตั้งเช็ควาล์ว

ชื่อนักวิจัย: นายสัมพันธ์ ฤทธิเดช คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยมหาสารคาม

E-mail Address: S_Rittidej@hotmail.com

ระยะเวลาโครงการ: 1 สิงหาคม 2549 – 29 สิงหาคม 2551

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้ได้ศึกษาถึงผลของรูปร่างและตัวแปรไร้มิติที่มีผลต่อลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นงอที่ติดตั้งเช็ควาล์ว (CLOHP/CV) โดยแยกการศึกษา เป็นการศึกษาเชิงปริมาณ และการศึกษาเชิงทัศน์ การศึกษาเชิงปริมาณได้ศึกษาถึงผลของ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน อัตราส่วนวาล์วกันกลับ สารทำงาน ความยาวส่วนทำระเหย อุณหภูมิทำงาน มุมเอียง และอัตราการเติมสารทำงาน ผลจากการศึกษาสามารถสร้างสมการสหสัมพันธ์ เพื่อใช้ทำนายค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนในแนวดิ่ง คือ

$$Ku_{90} = Bo^{2.2} Fr^{1.4} Ja^{1.2} Pr^{1.2} (pv/\rho l)^{0.98} Rcv^{1.4} We^{0.8} (Le/d_i)^{0.5}$$

สำหรับการศึกษาเชิงทัศน์ ได้ศึกษาผลของ อัตราส่วนของวาล์วกันกลับ และความยาวส่วนทำระเหย พบว่า ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนจะเพิ่มขึ้นเมื่อความยาวส่วนทำระเหยและอัตราส่วนของวาล์วกันกลับลดลง และรูปแบบการไหลหลักจะเปลี่ยนจากการไหลแบบ bubble กับ slug ไปเป็นการไหลแบบ disperse bubble

Abstract

This research aims to study the effect of geometry and dimensionless parameters on heat transfer characteristics of closed loop oscillating with check valves (CLOHP/CV), by the following procedures; an investigation of quantitative and visualization. The investigation of quantitative by taking into account the inner diameter, ratio of check valve, working fluid, evaporator length, working temperature, inclination angle and filling ratio. All of experimental results a correlation for predicting the heat transfer rate in the vertical position has been established as follows;

$$Ku_{90} = Bo^{2.2} Fr^{1.4} Ja^{1.2} Pr^{1.2} (pv/\rho l)^{0.98} Rcv^{1.4} We^{0.8} (Le/d_i)^{0.5}$$

A visualization study the effect of ratio of check valve and evaporator length. It was found that the heat transfer rate rapidly increases when the evaporator length and ratio of check valve decreases, the main flow changes from the bubble flow with slug flow to disperse bubble flow.

ค
สารบัญ

	หน้า
กิตติกรรมประกาศ	ก
บทคัดย่อ	ข
สารบัญภาพ	ง
สัญลักษณ์	จ
สรุปโครงการ (Executive Summary)	1
บทที่ 1 บทนำ	5
บทที่ 2 ทฤษฎี	9
บทที่ 3 อุปกรณ์การทดสอบและวิธีการทดสอบ	13
บทที่ 4 ผลการทดสอบและวิจารณ์ผลการทดสอบ	23
บทที่ 5 สรุปผลการทดสอบและข้อเสนอแนะ	36
เอกสารอ้างอิง	37
Output จากโครงการวิจัย	38
ภาคผนวก ก ผลงานการตีพิมพ์	39

สารบัญภาพ

	หน้า
ภาพประกอบ 1 ท่อความร้อนแบบสั่นงอรอบที่ติดตั้งใช้ควาล์ว (CLOHP/CV)	2
ภาพประกอบ 2 การไหลแบบ Slug	6
ภาพประกอบ 3 รูปแบบการไหลสองสถานะในท่อแนวดิ่ง	12
ภาพประกอบ 4 ท่อความร้อนแบบสั่นงอรอบที่ติดตั้งใช้ควาล์ว	13
ภาพประกอบ 5 ท่อความร้อนแบบ CLOHP/CV ที่ติดกล่องทำเย็น และ กล่องทำร้อน	14
ภาพประกอบ 6 แท่นติดตั้งท่อทดสอบ	14
ภาพประกอบ 7 การติดตั้งอุปกรณ์การทดสอบ	15
ภาพประกอบ 8 การติดตั้งอุปกรณ์การทดสอบจริง	15
ภาพประกอบ 9 ท่อแก้ว CLOHP/CV	19
ภาพประกอบ 10 การติดตั้งอุปกรณ์การทดสอบเชิงทัศน์	20
ภาพประกอบ 11 การติดตั้งอุปกรณ์การทดสอบเชิงทัศน์จริง	20
ภาพประกอบ 12 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนใช้ควาล์วกับ q	24
ภาพประกอบ 13 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนสนทัดกับ q	24
ภาพประกอบ 14 ความสัมพันธ์ระหว่าง Bo กับ q	25
ภาพประกอบ 15 ความสัมพันธ์ระหว่าง We กับ q	26
ภาพประกอบ 16 ความสัมพันธ์ระหว่าง Fr กับ q	27
ภาพประกอบ 17 ความสัมพันธ์ระหว่าง Ja กับ q	28
ภาพประกอบ 18 ความสัมพันธ์ระหว่าง Pr กับ q	29
ภาพประกอบ 19 ความสัมพันธ์ระหว่าง p_v/p_l กับ q	30
ภาพประกอบ 20 ความสัมพันธ์ระหว่าง Ku กับ q	31
ภาพประกอบ 21 ความสัมพันธ์ของสมการสหสัมพันธ์ที่ได้	32
ภาพประกอบ 22 ค่า q ที่ได้จากการทำนายกับ q การทดลอง	32
ภาพประกอบ 23 รูปแบบการไหลที่ความยาว Le 50 มิลลิเมตร	33
ภาพประกอบ 24 รูปแบบการไหลที่ความยาว Le 150 มิลลิเมตร	34
ภาพประกอบ 25 รูปแบบการไหลที่ความยาว Le 50 มิลลิเมตร Rcv 1	35

สัญลักษณ์

A พื้นที่	m^2
Bo ตัวเลขบอนด์	-
Cp ค่าความร้อนจำเพาะที่ความดันคงที่	J/kg K
D,d เส้นผ่านศูนย์กลาง	m
Fr ตัวเลขฟูร์	-
g แรงโน้มถ่วง	m/s^2
h_{fg} ความร้อนแฝงการกลายเป็นไอ	kJ/kg
Ja ตัวเลขจาคอป	-
Ku ตัวเลขคุทาเทลด์เซ	-
L ความยาว	m
m^0 อัตราการไหลเชิงมวลของสารรับความร้อน	kg/s
n จำนวนท่อโค้งเลี้ยว	-
Pr ตัวเลขเพรันทัน	-
Q อัตราการถ่ายเทความร้อน	W
q อัตราการถ่ายเทความร้อนต่อพื้นที่	W/m^2
Rcv อัตราส่วนเชิงควาล์ว	-
T อุณหภูมิ	$^{\circ}C$
V ความเร็ว	m/s
We ตัวเลขเวเบอร์	-
สัญลักษณ์กรีก	
k การนำความร้อน	W/mK
μ ความหนืด	Pa.s
ρ ความหนาแน่น	kg/m^3
σ ความตึงผิว	N/m
ตัวห้อย	
c ส่วนควบแน่น	
e ส่วนทำระเหย	
I ของเหลว	
i ภายใน, ทางเข้า	
O ภายนอก, ทางออก	
t รวม	
v ไอ	

สัญญาเลขที่ TRG4980005

โครงการ: ผลของรูปร่างและตัวแปรไร้มิติที่มีผลต่อลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่ติดตั้งเช็ควาล์ว

สรุปโครงการ (Executive Summary)

ผู้เสนอ : นายสัมพันธ์ ฤทธิเดช

หน่วยงาน : คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยมหาสารคาม

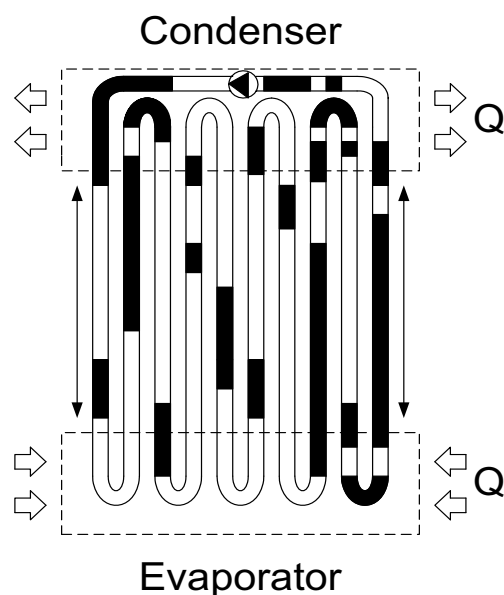
ระยะเวลาดำเนินการ : 2 ปี (30 สิงหาคม 2549 ถึง 29 สิงหาคม 2551)

1. ความสำคัญและที่มาของปัญหา

ท่อความร้อน คือ อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดหนึ่งที่สามารถถ่ายเทความร้อนได้โดยไม่ต้องอาศัยพลังงานจากภายนอก ทำงานโดยใช้หลักการส่งถ่ายความร้อนจากความร้อนแฝงของสารทำงานภายในท่อซึ่งระเหยโดยการรับความร้อนจากแหล่งให้ความร้อนแล้วถ่ายเทความร้อนโดยการควบแน่น เนื่องจากความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอของสารทำงานมีค่าสูงมาก จึงสามารถถ่ายเทความร้อนจากปลายด้านหนึ่งไปสู่ปลายอีกด้านหนึ่งโดยมีอุณหภูมิแตกต่างเล็กน้อยโดยทั่วไปแล้วท่อความร้อนจะประกอบด้วยส่วนทำระเหย (Evaporator section) ส่วนกันความร้อน (Adiabatic section) และส่วนควบแน่น (Condenser section) อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อความร้อนชนิดธรรมดาที่สภาวะความร้อนสูงนั้น จะถูกจำกัดโดยแรงดันไอ (Vapor pressure) และขีดจำกัดที่เกี่ยวข้องกับค่าสมรรถนะของท่อความร้อน เช่น ขีดจำกัดคาปิลารี (Capillary limit) ซึ่งเกิดเมื่อวัสดุพรม (Wicks) ไม่สามารถนำเอาของเหลวที่เกิดจากการกลั่นตัวกลับมายังส่วนทำระเหยได้ ขีดจำกัดการพา (Entrainment limit) ซึ่งเป็นผลมาจากการไหลที่สวนทางกัน (Counter current flow) ของไอจากส่วนทำระเหยกับของเหลวที่กลั่นตัวจากส่วนควบแน่นของท่อความร้อน และอีกปัญหาหนึ่งคือ การประยุกต์ใช้ท่อความร้อนที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางที่เล็กลงมาก ๆ โดยจะเห็นได้ชัดในการระบายความร้อนให้กับอุปกรณ์ทางอิเล็กทรอนิกส์หรืออุปกรณ์สื่อสารต่างๆ

จากปัญหาที่เกิดขึ้น จึงได้มีการพัฒนาสร้างท่อความร้อนชนิดใหม่ขึ้นมา คือ ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่ติดตั้งเช็ควาล์ว (Closed-loop oscillating heat pipe with check valve, CLOHP/CV) ดังแสดงในภาพประกอบที่ 1 CLOHP/CV เป็นท่อความร้อนชนิดใหม่ที่มีการส่งถ่ายความร้อนที่แตกต่างจากท่อความร้อนแบบธรรมดา คือ จะส่งถ่ายความร้อนได้โดยการสั่นของก้อนไอ (vapor slug) โดยการสั่นจะเกิดขึ้นจากแรงขับของคลื่นแรงดันที่ไม่แน่นอนอย่างรุนแรง สาเหตุ

มาจากการเดือดแบบฟองและการควบแน่นของสารภายในท่อ คุณสมบัติที่สำคัญของท่อความร้อนแบบนี้คือ สามารถส่งถ่ายความร้อนจากปลายด้านหนึ่งไปสู่ปลายอีกด้านหนึ่งได้อย่างรวดเร็ว อัตราการถ่ายเทความร้อนต่อพื้นที่หนึ่งหน่วยมีค่าสูงกว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของโลหะมาก ที่อุณหภูมิแหล่งรับและจ่ายแตกต่างกันเพียงเล็กน้อยก็สามารถทำงานได้ ทำงานได้ในทุก ๆ ตำแหน่ง ไม่มีส่วนที่เคลื่อนไหว ไม่ต้องใช้พลังงานเสริมในการใช้งาน สร้างง่ายและราคาถูก



ภาพประกอบ 1 ท่อความร้อนแบบสั่นงอที่ติดตั้งใช้ควาล์ว (CLOHP/CV)

ที่มา : Akachi et al. (1996)

CLOHP/CV ทำมาจากท่อคาปิลารี่ยาว ๆ นำมาขดไปมาและเชื่อมให้เป็นวงตามรูป ในขดของท่อความร้อนนั้นจะติดตั้งใช้ควาล์วเอาไว้เพื่อคอยบังคับทิศทางการไหลของสารทำงานภายในท่อให้ไหลเวียนไปทางใดทางหนึ่งได้อย่างรวดเร็ว จึงเป็นการเพิ่มประสิทธิภาพในการส่งถ่ายความร้อนให้สูงขึ้นเมื่อเทียบกับท่อความร้อนที่มีอยู่ในปัจจุบัน แต่กลไกการทำงานของ CLOHP/CV ยังสลับซับซ้อนอยู่มาก ซึ่งในปัจจุบันนี้ยังไม่มีนักวิจัยผู้ใดที่สามารถจะยืนยันถึงกลไกการทำงานและพฤติกรรมของการถ่ายเทความร้อนของ CLOHP/CV ที่เกิดขึ้นเอาไว้ได้อย่างชัดเจนและเป็นระบบ

ดังนั้นงานวิจัยนี้จึงมุ่งเน้นที่จะศึกษาเพื่อยืนยันถึงกลไกการทำงานและลักษณะการถ่ายเทความร้อน พร้อมกับการประยุกต์ใช้งานของท่อความร้อน CLOHP/CV ให้ชัดเจนและเป็นระบบ

2. วัตถุประสงค์

2.1 ศึกษาถึงผลของเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน จำนวนเช็ควาล์ว สารทำงาน อัตราการเติม อุณหภูมิทำงาน มุมเอียง ที่มีผลต่อคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของ CLOHP/CV

2.2 สร้างสมการสหสัมพันธ์ เพื่อใช้ทำนายคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของ CLOHP/CV ในแนวตั้ง (90°)

2.3 ศึกษาปรากฏการณ์การไหลภายใน ที่มีผลต่อคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของ CLOHP/CV

3. ระเบียบวิธีวิจัย

3.1 ศึกษาถึงผลของเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน จำนวนเช็ควาล์ว สารทำงาน อุณหภูมิทำงาน มุมเอียง ความยาวส่วนทำระเหย ที่มีผลต่อลักษณะการถ่ายเทความร้อนของ CLOHP/CV โดยกำหนดตัวแปรในการทดสอบ ดังนี้

1. CLOHP/CV สร้างจากท่อทองแดงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 2.03 และ 1.06 มิลลิเมตร

2. จำนวนเช็ควาล์ว 2 5 8 และ 10 ชุด

3. สารทำงาน R123 เอทธานอล และ น้ำ

4. ความยาวส่วนทำระเหย 50 และ 150 มิลลิเมตร

5. อุณหภูมิการทำงานที่ส่วนกันความร้อน 40 และ 50°C

6. มุมเอียง 0 20 40 60 80 และ 90 องศา

7. อัตราการเติมสารทำงาน 30 50 และ 80% โดยปริมาตรรวมของท่อ

8. จำนวนโค้งเลี้ยว 40 โค้งเลี้ยว

วิธีการทดสอบ

1. สร้างท่อความร้อนแบบ CLOHP/CV จากท่อทองแดง

2. เติมสารทำงานเข้าท่อความร้อนแบบ CLOHP/CV

3. ติดตั้งท่อความร้อน CLOHP/CV เข้ากับแท่นทดสอบ

4. ติดตั้งส่วนทำระเหยของ CLOHP/CV กับชุดอ่างทำความร้อน (ใช้น้ำกลั่นเป็นสารรับความร้อน)

5. ติดตั้งส่วนควบแน่นของ CLOHP/CV กับชุดอ่างทำความเย็น (ใช้น้ำกลั่นเป็นสารรับความเย็น)

6. ติดตั้งสายเทอร์โมคัปเปิ้ลที่ทางขาเข้าและออกของส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่น

7. เดินเครื่องชุดอ่างทำความร้อนและเย็นให้มีอุณหภูมิ $70\ 80^{\circ}\text{C}$ และ $10\ 20^{\circ}\text{C}$

8. ระบบเข้าสู่สภาวะคงที่เริ่มต้นที่อุณหภูมิที่ทางเข้าและออกของส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่น

9. นำค่าอุณหภูมิแตกต่างที่ทางเข้าและออกส่วนควบแน่นที่ได้ไปคำนวณหาค่าการส่งถ่ายความร้อนของท่อ CLOHP/CV โดยสมการ $Q = m^{\circ}cp (t_{out}-t_{in})$

10. ทดลองจากข้อ 1-9 ไปเรื่อย ๆ จนครบตัวแปรที่กำหนด ซึ่งผลลัพธ์ที่ได้จะแสดงผลในเชิงปริมาณ

3.2 สร้างสมการสหสัมพันธ์โดยนำข้อมูลที่ได้จาก 3.1 มาหาความสัมพันธ์ระหว่างตัวแปรที่มีผลต่อลักษณะการถ่ายเทความร้อน ทั้งด้านเชิงปริมาณโดยใช้วิธี least square แล้วทำ Curve fitting ผลลัพธ์ที่ได้ คือ ได้สมการสหสัมพันธ์เพื่อใช้หาค่าการส่งถ่ายความร้อนของท่อ CLOHP/CV

3.3 ศึกษาปรากฏการณ์การไหลภายใน ที่มีผลต่อลักษณะการถ่ายเทความร้อนของ CLOHP/CV

ใช้ตัวแปรจากข้อ 3.1 ที่ให้ผลลัพธ์ที่ชัดเจนที่สุดมาทำการทดลอง โดยทำการศึกษาแบบเชิงทัศน์ (Visualization) ผลลัพธ์ที่ได้จะแสดงผลในเชิงคุณภาพ

วิธีการทดสอบ ดำเนินการเหมือนข้อ 3.1 แต่ท่อความร้อน CLOHP/CV จะทำจากท่อแก้ว

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความสำคัญและที่มาของปัญหาที่ทำการวิจัย

ท่อความร้อน คือ อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดหนึ่งที่สามารถถ่ายเทความร้อนได้โดยไม่ต้องอาศัยพลังงานจากภายนอก ทำงานโดยใช้หลักการส่งถ่ายความร้อนจากความร้อนแฝงของสารทำงานภายในท่อซึ่งระเหยโดยการรับความร้อนจากแหล่งให้ความร้อนแล้วถ่ายเทความร้อนโดยการควบแน่น เนื่องจากความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอของสารทำงานมีค่าสูงมาก จึงสามารถถ่ายเทความร้อนจากปลายด้านหนึ่งไปสู่ปลายอีกด้านหนึ่งโดยมีอุณหภูมิแตกต่างเล็กน้อย โดยทั่วไปแล้วท่อความร้อนจะประกอบด้วยส่วนทำระเหย (Evaporator section) ส่วนกันความร้อน (Adiabatic section) และส่วนควบแน่น (Condenser section) อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อความร้อนชนิดธรรมดาที่สภาวะความร้อนสูงนั้น จะถูกจำกัดโดยแรงดันไอ (Vapor pressure) และขีดจำกัดที่เกี่ยวข้องกับค่าสมรรถนะของท่อความร้อน เช่น ขีดจำกัดคาปิลารี (Capillary limit) ซึ่งเกิดเมื่อวัสดุพรม (Wicks) ไม่สามารถนำเอาของเหลวที่เกิดจากการกลั่นตัวกลับมายังส่วนทำระเหยได้ ขีดจำกัดการพา (Entrainment limit) ซึ่งเป็นผลมาจากการไหลที่สวนทางกัน (Counter current flow) ของไอลจากส่วนทำระเหยกับของเหลวที่กลั่นตัวจากส่วนควบแน่นของท่อความร้อน และอีกปัญหาหนึ่งคือ การประยุกต์ใช้ท่อความร้อนที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางที่เล็กลงมากๆ โดยจะเห็นได้ชัดในการระบายความร้อนให้กับอุปกรณ์ทางอิเล็กทรอนิกส์หรืออุปกรณ์สื่อสารต่างๆ

จากปัญหาที่เกิดขึ้น จึงได้มีการพัฒนาสร้างท่อความร้อนชนิดใหม่ขึ้นมา คือ ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่ติดตั้งเช็ควาล์ว (Closed-loop oscillating heat pipe with check valve, CLOHP/CV) เป็นท่อความร้อนชนิดใหม่ที่มีการส่งถ่ายความร้อนที่แตกต่างจากท่อความร้อนแบบธรรมดา คือ จะส่งถ่ายความร้อนได้โดยการสั่นของก้อนไอ (vapor slug) โดยการสั่นจะเกิดขึ้นจากแรงขับของคลื่นแรงดันที่ไม่แน่นอนอย่างรุนแรง สาเหตุมาจากการเดือดแบบฟองและการควบแน่นของสารภายในท่อ คุณสมบัติที่สำคัญของท่อความร้อนแบบนี้คือ สามารถส่งถ่ายความร้อนจากปลายด้านหนึ่งไปสู่ปลายอีกด้านหนึ่งได้อย่างรวดเร็ว อัตราการถ่ายเทความร้อนต่อพื้นที่หนึ่งหน่วยมีค่าสูงกว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของโลหะมาก ที่อุณหภูมิแหล่งรับและจ่ายแตกต่างกันเพียงเล็กน้อยก็สามารถทำงานได้ ทำงานได้ในทุก ๆ ตำแหน่ง ไม่มีส่วนที่เคลื่อนไหว ไม่ต้องใช้พลังงานเสริมในการใช้งาน สร้างง่ายและราคาถูก

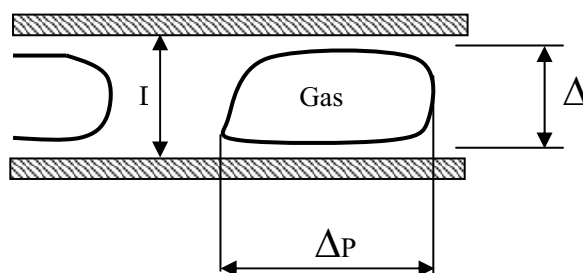
1.2 ผลงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง OHP นั้นในปัจจุบันมีจำนวนไม่มากนักจากจำนวนที่มีอยู่ทั้งหมดเป็นจากการศึกษาวิจัยที่ไม่ได้กล่าวถึงรูปแบบจำลองทางกายภาพ (Physical modeling) เลยแต่จะกล่าวถึงเฉพาะหลักการพื้นฐานเบื้องต้นเท่านั้น ซึ่งมีดังต่อไปนี้

การศึกษาถึงคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อ OHP

Akachi et al. (1996) กล่าวถึงหลักการทำงานเบื้องต้นของ OHP โดยการส่งถ่ายความร้อนจะเกิดจากแหล่งให้ความร้อน (Heat source) ไปยังแหล่งรับความร้อน (Heat sink) ซึ่งความร้อนจะถูกส่งผ่านได้โดยการสั่น (Oscillation) ในทิศทางตามแนวแกนท่อตามยาว

Maewaza et al. (1996) ได้ทำการทดลองเพื่อศึกษาสมรรถนะทางความร้อนของท่อเทอร์โมไฮฟอนแบบคาปิลารีโดยชุดทดลองเป็นท่อเทอร์โมไฮฟอนแบบคาปิลารีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ 1 mm มีจำนวนโค้งเลี้ยวทั้งหมด 20 โค้งเลี้ยว และมีความยาวทั้งหมด 24 m ใช้สารทำงานเป็น R142b ผลของการทดลองที่น่าสนใจคือ ท่อเทอร์โมไฮฟอนนั้นมีการถ่ายเทความร้อน โดยปรากฏการณ์การสั่น การสั่นนั้นเกิดจากคลื่นของแรงดันของสารทำงานที่แกว่งไปมาอย่างรุนแรง ที่เป็นผลมาจากการเดือดแบบฟองของสารทำงาน โดยฟองนั้นจะเกิดขึ้นในท่อที่ส่วนทำระเหย ฟองนั้นจะโตขึ้นเรื่อย ๆ และจะหายไปเมื่ออยู่ในส่วนควบแน่น โดยลักษณะที่กล่าวมานี้จะขึ้นอยู่กับ อัตราการถ่ายเทความร้อน อัตราการเติมสารทำงาน สภาวะทำงาน (Heating mode) ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ และจำนวนรอบของการขดไปมาและยังกล่าวอีกว่ารูปแบบการไหลภายในของ CEOHP นั้นมีการไหลแบบ Slug ดังแสดงในรูป 1.1 โดย Gas slug หรือฟองนั้นสามารถไหลได้ด้วยความแตกต่างของความดัน



ภาพประกอบ 2 การไหลแบบ Slug

โดยในภาพประกอบ 2 แสดงค่าความดันตามแนวรัศมี $\Delta P'$ และค่าความดันตามแนวแกนของท่อ (ΔP) เมื่อสารทำงานในท่ออยู่ในสภาวะที่ $\Delta P > \Delta P'$ Gas slug สามารถคงอยู่ในท่อได้และที่อัตราการเติมสาร 50 % จะทำให้ค่าความร้อนมีค่าต่ำกว่าที่การเติม 30% และ 70% โดยขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อจะเป็นไปตามสมการ

$$D_i \leq 2(\sigma / \rho g)^{0.5} \quad (1.1)$$

การศึกษาถึงรูปแบบการไหลภายในของท่อ OHP

Lee et al. (1999) ได้ศึกษาถึงการไหล และการยุบตัวของฟองที่อัตราการเติมต่างๆ โดยส่วนที่จะทำการสังเกตนั้นมี แผ่นด้านหลังจะทำจากแผ่นทองเหลือง และจะปิดทับด้านหน้าด้วยแผ่น Acrylic มีจำนวน 4 โค้งเลี้ยวใช้เอทานอลเป็นสารทำงาน อัตราการเติม 20 % และ 80% อุณหภูมิทำงาน 31.5 K และ 333.5 K มีมุมเอียง 30 ถึง 90 องศา การสังเกตการไหลใช้กล้องความเร็ว 400 ภาพ/วินาที ความเร็วของ Sutter 1/2000 นาที่ และใช้ Stroboscope ทดสอบที่ Bottom heat mode เท่านั้น จากการศึกษาสรุปได้ว่า สารทำงานจะสั่นในทิศตามแนวแกน โดยการหดตัว และขยายตัวของของเหลวและไอ การหดตัว กับขยายตัวเกิดมาจาก Pressure wave โดยการก่อตัว และยุบตัวของฟอง การไหลของของไหลที่กลั่นตัวไหลกลับไปยังส่วนทำระเหย จะเป็นการไหลแบบสวนทางกันแบบง่ายหรือเป็นแบบ Rivulet ไหลไปตามผนังภายใน และการสั่นที่มีความไวมากๆ จะสังเกตเห็นที่อัตราการเติม 40-60 % ที่มุมเอียง 90 องศา

Gi et al. (1999) ได้ศึกษาถึงรูปแบบการไหลที่มีต่อสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน โดยท่อทดสอบทำจากท่อเทฟลอน (Teflon) มีเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 2 mm ยาว 8.2 m จำนวนโค้งเลี้ยว 10 โค้งเลี้ยว ความยาวส่วนทำระเหย และส่วนควบแน่น 15 cm ความยาวส่วน Adiabatic 10 cm ใช้ R142b เป็นสารทำงานจากการศึกษาได้ทำการสรุปไว้ว่าท่อความร้อนแบบสันปลายปิด สารทำงาน จะไม่สามารถที่จะไหลหมุนวนได้ การส่งถ่ายความร้อนจะเป็นไปโดยแรงขับ (Driving force) เนื่องจากการสั่นระหว่างส่วนทำระเหย และส่วนควบแน่น การสั่นจะเกิดได้ง่ายที่มุมเอียงน้อย ๆ และอัตราส่วนที่การเติมปริมาณปานกลาง และน้อย

การศึกษาหาสมการสหสัมพันธ์เพื่อใช้ทำนายคุณลักษณะทางความร้อนของท่อ OHP

Rittidechet al. (2003) ได้หาสมการสหสัมพันธ์เพื่อใช้ทำนายคุณลักษณะทางความร้อนของท่อ CEOHP ในแนวนอน โดยได้สมการคือ

$$KU_o = 0.0052 \left[(D_i^{4.3} L_t^{0.1} / L_e^{4.4}) n^{0.5} (\rho_v / \rho_l)^{-0.2} P_{rv}^{-25} \right]^{0.116}$$

ซึ่งเมื่อใช้สมการนี้ทำนายค่าฟลักซ์ความร้อนของ CEOHP ในแนวนอน จะมีค่าความแม่นยำอยู่ที่ $\pm 30\%$

การศึกษาคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อ OHP

Miyazaki et al. (2001) ได้ทำการศึกษา CLOHP/CV ที่ทำจากท่อทองแดงแบบคาปิลารี มีวาล์วกันกลับ 3 ตัว ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 2 มิลลิเมตร 14 โค้งเลี้ยว ใช้สาร R134a เป็นสารทำงาน มีความยาวส่วนทำระเหย และส่วนควบแน่น คือ 50 mm และส่วนกันความร้อนยาวเท่ากับ 500 mm จากผลการทดลอง ของไหลที่ไหลเข้าส่วนที่มีการถ่ายเทความร้อนจะรักษาไว้ให้คงที่ตลอดถึงแม้ว่าแอมปริจูดของการไหลจะมีค่าน้อย การไหลเวียนจะไหลในทิศทางเดียว

และทำการเปรียบเทียบระหว่างกรณีติดตั้งวาล์วกันกลับ 3 ชุดและกรณีไม่ได้ติดตั้งวาล์วกันกลับ พบว่าท่อความร้อนที่ไม่ได้ติดตั้งวาล์วกันกลับ จะทำงานเมื่อส่วนทำระเหยอยู่ด้านล่าง (Bottom heat mode) และจะไม่ทำงานในแนวนอน (Horizontal mode) ในทางตรงกันข้าม ท่อความร้อนที่ติดตั้งวาล์วกันกลับไม่เพียงแต่จะทำงานในแนวนอนแต่ยังสามารถทำงานเมื่อส่วนทำระเหยอยู่ด้านบน (Top heat mode) ด้วย ดังนั้นในการติดตั้งวาล์วกันกลับจะช่วยในส่วนตำแหน่งการทำงานของท่อความร้อน และทิศทางการไหลให้ไปในทิศทางเดียวกัน

Miyazaki et al. (2003) ได้ทำการทดลองหาขีดจำกัดการทำงานของท่อความร้อนแบบสันที่ติดตั้งวาล์วกันกลับ โดยใช้ท่อทองแดงคาปิลารี ซึ่งมีเส้นผ่านศูนย์กลางภายในขนาด 2 mm จำนวนโค้งเลี้ยว 18 โค้งเลี้ยวและปลายท่อเชื่อมปิดต่อกันเป็นวงรอบส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นยาว 100 และ 600 mm ส่วนกันความร้อนยาว 300 mm ติดตั้งวาล์วกันกลับ 10 ชุด ใช้ R 134a เป็นสารทำงาน อัตราเติมสาร 50% ของปริมาตรท่อ พบว่าคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อน ขึ้นอยู่กับภาระความร้อน อย่างไรก็ตามที่ค่าความร้อนสูงกว่า 1400 W การทำงานจะไม่เสถียรและเกิดการแห้ง (Dry-out) จุดเริ่มต้นของการเกิดการแห้งจะไม่ตายตัวและจะอยู่ในช่วงจาก 1400 ถึง 1800 W ในการศึกษาครั้งนี้ทำให้ทราบถึงขีดจำกัดการทำงานของท่อความร้อนแบบสันที่ติดตั้งวาล์วกันกลับ คือ จะเกิดจากผลกระทบของแอมพลิจูดของการไหลแบบสันที่ไม่เพียงพอ

อย่างไรก็ตามจากการศึกษาที่ผ่านมายังไม่มีนักวิจัยได้ศึกษาเกี่ยวกับลักษณะการถ่ายเทความร้อนและกลไกการทำงานของ CLOHP/CV ไว้อย่างชัดเจนและเป็นระบบ ดังนั้นการศึกษานี้จึงมุ่งเน้นที่จะศึกษาถึงลักษณะการถ่ายเทความร้อนและกลไกการทำงาน พร้อมการประยุกต์ใช้งานของท่อความร้อน CLOHP/CV

บทที่ 2

ทฤษฎี

ทฤษฎีที่จะใช้ในการวิเคราะห์การทดสอบในเชิงปริมาณและเชิงคุณภาพสามารถแสดงได้ดังต่อไปนี้

2.1 ทฤษฎีที่จะใช้ในการวิเคราะห์การทดสอบในเชิงปริมาณ

1. การวิเคราะห์ข้อมูลของค่าการถ่ายเทความร้อน จะวิเคราะห์ได้จากการหาค่าการส่งถ่ายความร้อน โดยวิธี Calorimeter คำนวณได้จาก

$$Q = \dot{m} c_p (T_o - T_i) \quad (2.1)$$

และเนื่องจากการวิเคราะห์ผลข้อมูลการทดสอบ เพื่อให้ทราบถึงผลของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน ความยาวส่วนทำระเหย และจำนวนโค้งเลี้ยวที่มีต่อลักษณะการถ่ายเทความร้อน จึงจำเป็นต้องแสดงผลในรูปของค่าอัตราการถ่ายเทความร้อน (q) มีหน่วยเป็น W/m^2 ดังสมการ

$$q = \frac{Q}{\pi D_o L_c n} \quad (2.2)$$

2.2 ทฤษฎีที่จะใช้ในการวิเคราะห์ตัวแปรไร้มิติ

ตัวแปรไร้มิติ คือ กลุ่มของตัวแปรที่ไม่มีหน่วย ที่ได้จากการหาความสัมพันธ์ระหว่างตัวแปรที่กำลังสนใจกับคุณสมบัติต่างๆ ที่เกี่ยวข้องในปรากฏการณ์นั้น ๆ ซึ่งตัวแปรไร้มิติที่ใช้ในการศึกษาชุด CLOHP/CV นี้จะแบ่งเป็นตัวแปรที่เกี่ยวข้องกับการไหลของของไหล 2 สถานะ การเดือดภายใน และ ตัวแปรทางด้านรูปร่างอื่นๆ ที่มีผลต่อการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อน แบบCLOHP/CV ตัวแปรไร้มิติที่สำคัญที่อาจจะเกี่ยวข้องมีดังนี้ ปรากฏการณ์การเดือด ปรากฏการณ์การไหลสวนทางของไอและของเหลว ปรากฏการณ์การพาความร้อน ปรากฏการณ์การระเหยของสารทำงาน และตัวแปรทางด้านรูปร่างอื่นๆ ซึ่งจะอธิบายได้ ดังนี้

ปรากฏการณ์การเดือด

1. ตัวเลขบอนด์ (Bond Number, Bo) เป็นอัตราส่วนของแรงลอยตัวต่อแรงตึงผิวของของไหลใด ๆ สามารถนิยามได้ดังนี้

$$Bo = Di \left[g \left(\frac{\rho_l - \rho_v}{\sigma} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.3)$$

2. ตัวเลขคุทาเทลาดเซ (Kutateladze Number, Ku) เป็นอัตราส่วนของค่า อัตราการถ่ายเทความร้อนที่ให้ต่อค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนวิกฤตของของไหลนั้น สามารถนิยามได้ดังนี้

$$Ku = \frac{q}{\rho_v h_{fg} \left[\sigma g \left(\frac{\rho_l - \rho_v}{\rho_v^2} \right) \right]^{\frac{1}{4}}} \quad (2.4)$$

ปรากฏการณ์การไหลสวนทางของไอและของเหลว

1. ตัวเลขเวเบอร์ (Weber Number, We) เป็นอัตราส่วนของแรงเฉื่อยต่อแรงตึงผิวของของเหลวใดๆ สามารถนิยามได้ดังนี้

$$We = \frac{Q_m^2}{\rho_v h_{fg}^2 Di^3 \sigma} \quad (2.5)$$

2. ตัวฟูว์ดร์ (Froude Number, Fr) เป็นอัตราส่วนของแรงเฉื่อยต่อแรงโน้มถ่วง สามารถนิยามได้ดังนี้

$$Fr = \frac{V^2}{gl} \quad (2.6)$$

ปรากฏการณ์การพาความร้อน

1. ตัวเลขเพนดัล (Prandtl Number, Pr) เป็นอัตราส่วนระหว่างค่าการสะสมความร้อนของของเหลวต่อค่าความร้อนที่กอนของเหลวสามารถถ่ายเทได้ สามารถนิยามได้ดังนี้

$$Pr = \frac{\mu_l C p_l}{K_l} \quad (2.7)$$

ปรากฏการณ์การระเหยของสารทำงาน

1. ตัวเลขจาคอป (Jacob Number, Ja) เป็นอัตราส่วนของค่าความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอต่อค่าความร้อนผสมที่ฟิล์มของเหลวใด ๆ ได้รับ สามารถนิยามได้ดังนี้

$$Ja = \frac{h_{fg}}{C p_l T_v} \quad (2.8)$$

ปรากฏการณ์การความดันของสารทำงาน

1. อัตราส่วนของความหนาแน่นของฟองไอล่ต่อความหนาแน่นของงเหลวใด ๆ สามารถนิยามได้ ดังนี้

$$= \left(\frac{\rho_v}{\rho} \right) \quad (2.10)$$

ปรากฏการณ์การทางด้านมิติ

1. อัตราส่วนสนทัด (L_e/D_i) เป็นอัตราส่วนระหว่างความยาวส่วนทำระเหยกกับขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อความร้อน ซึ่งจะเป็นการศึกษาถึงคุณสมบัติทางกายภาพของท่อ CLOHP/CV

2. อัตราส่วนของเชิควาล์ว (R_{cv}) เป็นอัตราส่วนระหว่างจำนวนโค้งเลี้ยวต่อจำนวนเชิควาล์วของ CLOHP/CV ซึ่งจะเป็นการศึกษาถึงความเหมาะสมของจำนวนเชิควาล์วต่อจำนวนโค้งเลี้ยวของ CLOHP/CV

2.3 ทฤษฎีที่จะใช้ในการวิเคราะห์การทดสอบในเชิงคุณภาพ

รูปแบบการไหลที่จะใช้วิเคราะห์ในการทดสอบครั้งนี้ จะใช้รูปแบบการไหลสองสถานะ ซึ่งมีการนิยามสำหรับท่อในแนวตั้งเอาไว้ 6 รูปแบบ โดยแสดงไว้ดังภาพประกอบ 3 คือ

1. การไหลแบบกลุ่มฟอง (Disperse bubble flow) จะเป็นลักษณะกลุ่มฟองเล็ก ๆ ช่องว่างของเหลวระหว่างฟองจะเป็นแผ่นฟิล์มบาง

2. การไหลแบบฟอง (Bubble flow) สถานะของเหลวจะต่อเนื่องและมีฟองก๊าซกระจายเป็นจุด

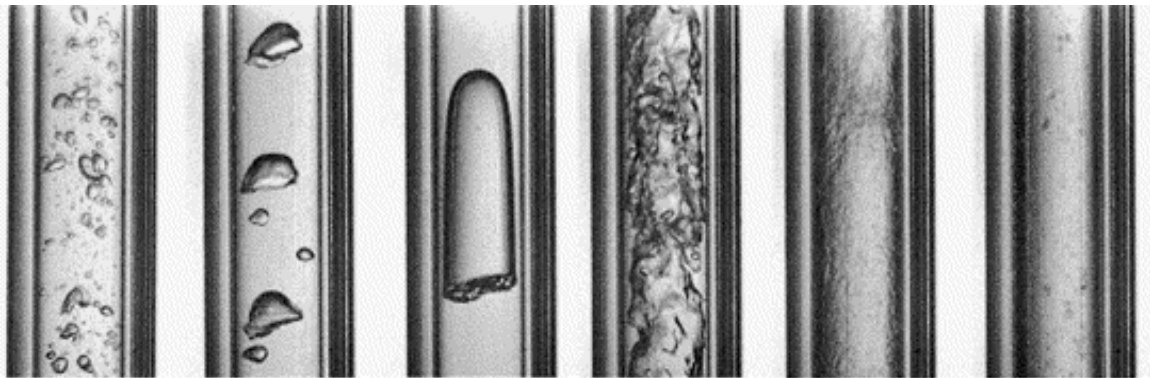
3. การไหลแบบเป็นก้อน (Slug or plug flow) ในการไหลแบบนี้ จะมีฟองอากาศที่ก่อขึ้นเป็นรูปลูกปิง ซึ่งอาจแยกจากกันเป็นช่วงและมีฟองอากาศเล็ก ๆ แทรกอยู่มากมาย

4. การไหลแบบเป็นโพรง (Churn flow) เมื่อความเร็วในการไหลมากขึ้นและมีช่วงซึ่งไม่เสถียร หากเป็นท่อที่มีเส้นผ่าศูนย์กลางมากแล้วจะเกิดการเคลื่อนที่ที่มีการสั่นไหวของของเหลวขึ้นลงในท่อนั้นซึ่งเป็นชื่อของการไหลเป็นโพรงนั่นเอง หากว่าท่อที่มีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางน้อยแล้ว อาจจะไม่มีการสั่นของของเหลวเกิดขึ้น แต่อาจสังเกตเห็นการแปรเปลี่ยนการไหลเป็นก้อนและการไหลแบบเป็นวงแหวนด้วย

5. การไหลเป็นแบบวงแหวน (Annular flow) ในการไหลแบบนี้ของเหลวจะไหลตามผนังของท่อด้วยลักษณะเป็นแผ่นฟิล์ม และมีสถานะก๊าซที่ไหลในแนวกลาง โดยทั่วไปแล้วของเหลวบางส่วนจะถูกดึงขึ้นไปเป็นหยดเล็ก ๆ ในแนวแกนกลางที่เป็นก๊าซนั้น บางครั้งฟองอากาศจะถูกดึงเข้าไปในแผ่นฟิล์มของเหลวได้ด้วยเช่นกัน

6. การไหลแบบวงแหวนแทรก (Wispy annular flow) ถ้าหากว่าอัตราการไหลของแผ่นฟิล์มของเหลวนั้นเพิ่มมากขึ้น ความเข้มข้นของของเหลวภายในแกนกลางของก๊าซก็จะ

เพิ่มขึ้น และท้ายสุดหยดของเหลวจะรวมตัวกันกลายเป็นก้อน หรือแกนของของเหลวอันใหญ่ ภายในแกนกลางนั้นช่วงนี้จะเป็นช่วงสำคัญซึ่งเกิดขึ้นเมื่ออัตราการไหลของแต่ละสถานะสูงมาก



Disperse bubble flow

Bubble flow

Slug or plug flow

Churn flow

Annular flow

Wispy annular flow

ภาพประกอบ 3 รูปแบบการไหลสองสถานะในท่อแนวดิ่ง

บทที่ 3

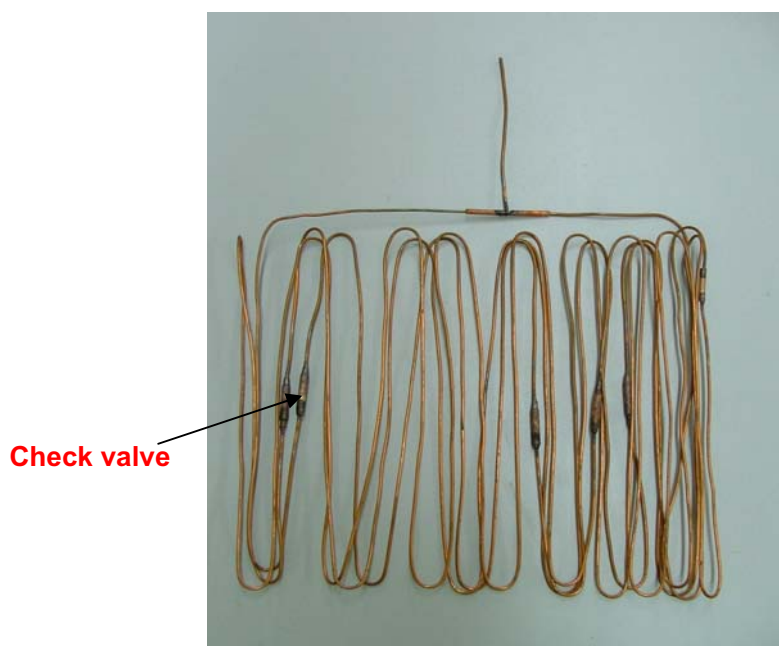
อุปกรณ์การทดสอบและวิธีการทดสอบ

เพื่อให้การดำเนินการทดสอบประสบผลสำเร็จ ตามวัตถุประสงค์ที่ตั้งเอาไว้ ดังนั้น จึงมีการสร้าง ติดตั้ง ชุดทดสอบ และดำเนินการทดสอบ ตามวัตถุประสงค์ และตัวแปรที่ตั้งเอาไว้ ดังนี้

การทดสอบเชิงปริมาณ

ชุดทดสอบเชิงปริมาณ

1. ท่อความร้อนแบบส้นปลายปิดทำจากท่อทองแดงแบบ Capillary Tube ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 1.06 และ 2.03 mm ตามลำดับ นำมาดัดให้โค้งไปมาระหว่างส่วนทำระเหยกับส่วนควบแน่น โดยปลายทั้งสองข้างของท่อจะถูกเชื่อมต่อกันเป็นวงรอบ และติดตั้งเช็ควาล์วไว้ที่ส่วนกันความร้อน ดังภาพประกอบ 4



ภาพประกอบ 4 ท่อความร้อนแบบส้นวงรอบที่ติดตั้งเช็ควาล์ว

2. กล่องทำร้อน (Hot Jacket) ทำจากแผ่นสังกะสี ใช้บรรจุของไหลรับความร้อนจากแอ่งร้อน (Hot Bath) ดังภาพประกอบ 5

3. กล่องทำเย็น (Cooling Jacket) ทำจากแผ่นสังกะสี ใช้บรรจุของไหลรับความเย็นจากแอ่งเย็น (Cool Bath) ดังภาพประกอบ 5

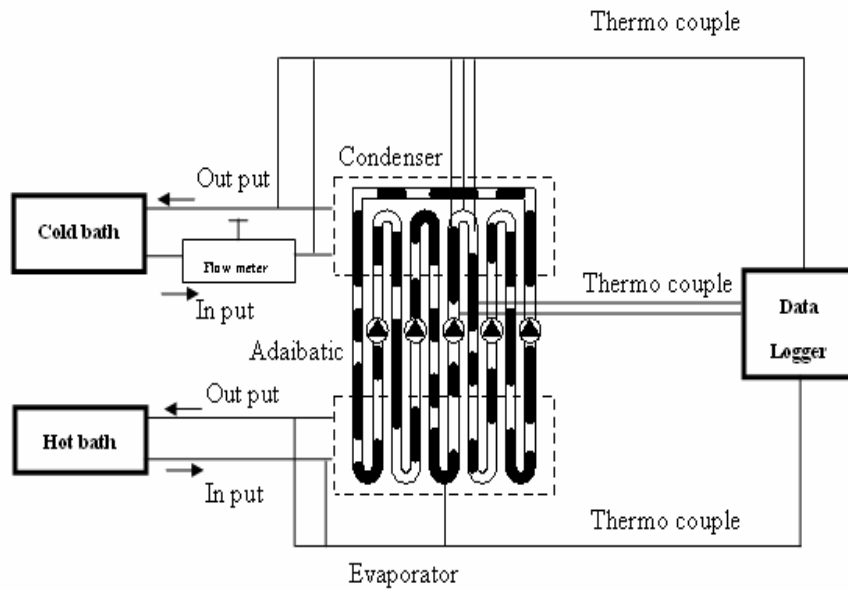


ภาพประกอบ 5 ท่อความร้อนแบบ CLOHP/CV ที่ติดกล่องทำเย็น และ กล่องทำร้อน

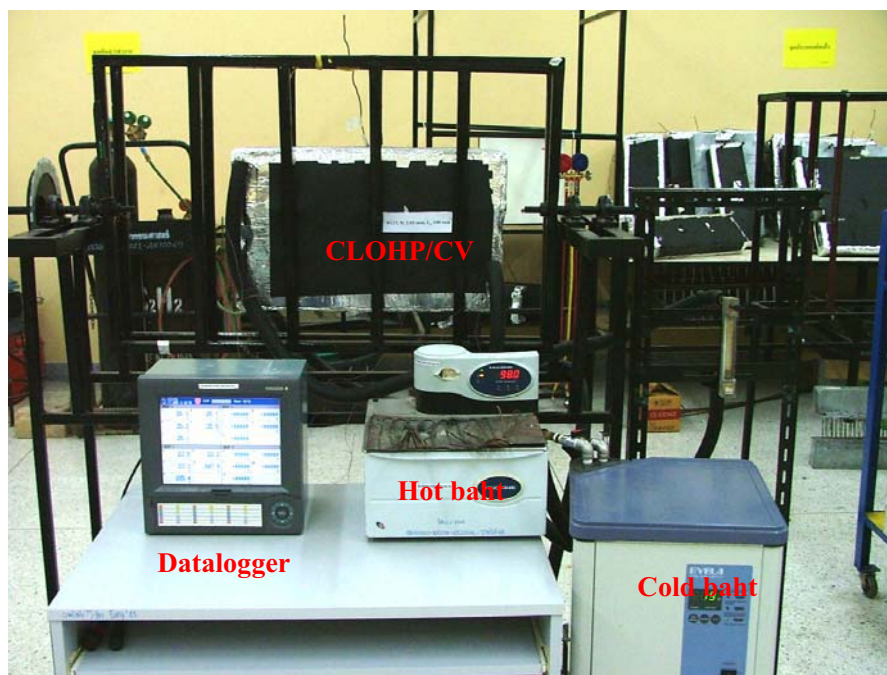
4. แท่นติดตั้งท่อทดสอบ เป็นแท่นทดสอบที่ใช้ในการวิจัยในครั้งนี้ โดยสามารถปรับมุมเอียงในการทดสอบได้จาก $0-90^\circ$ จากแนวระดับ การติดตั้งอุปกรณ์การทดสอบแสดงดังภาพประกอบ 6 7 และ 8



ภาพประกอบ 6 แท่นติดตั้งท่อทดสอบ



ภาพประกอบ 7 การติดตั้งอุปกรณ์การทดสอบ



ภาพประกอบ 8 การติดตั้งอุปกรณ์การทดสอบจริง

เครื่องมือที่ใช้ทดสอบเชิงปริมาณ

1. เครื่องบันทึกข้อมูล (Data Logger) ยี่ห้อ YOKOGAWA รุ่น DX200 ขนาด 20 ช่องสัญญาณมีช่วงการวัดอุณหภูมิ -200°C ถึง 1100°C มีความแม่นยำ $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$

2. เทอร์โมคัปเปิล (Thermocouple) ยี่ห้อ OMEGA Type K ใช้ร่วมกับเครื่องบันทึกข้อมูล ในข้อ 1 ใช้วัดอุณหภูมิของน้ำในส่วน อุณหภูมิขาเข้า- ขาออกของส่วนทำระเหย ส่วนควบแน่น อุณหภูมิของส่วนกันความร้อน และอุณหภูมิภายในส่วนทำระเหยกับส่วนควบแน่น

3. อ่างทำความร้อน ยี่ห้อ TECHNE รุ่น TE-10D มีช่วงการควบคุม -40°C ถึง 120°C มีความแม่นยำ $\pm 0.01^{\circ}\text{C}$ ใช้ในการควบคุมอุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้ากลองทำความร้อนของส่วนทำระเหย

4. อ่างทำความเย็น ยี่ห้อ EYELA รุ่น CA-1111 มีช่วงการควบคุม -20°C ถึง 30°C มีความแม่นยำ $\pm 2^{\circ}\text{C}$ ใช้ในการควบคุมอุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้ากลองทำความเย็นของส่วนควบแน่น

5. ชุดเติมสารทำงาน เป็นอุปกรณ์ที่ใช้ในการเติมสารทำงาน เข้าสู่ท่อความร้อนแบบสันปลายปิด ซึ่งประกอบด้วย ปั๊มสุญญากาศ (Vacuum Pump) วาล์ว เกจวัดความดัน (Pressure Gauge) และสายเติมสารทำงาน

6. ชุดวัดอัตราการไหล (Rota Meter) ยี่ห้อ Platon รุ่น GTF2 ASS-C มีช่วงการวัดที่ 0.2-1.5 L/min ใช้วัดอัตราการไหลของน้ำในส่วนควบแน่น

วิธีการทดสอบเชิงปริมาณ

1. บรรจุสารทำงานเข้าในท่อความร้อนโดยใช้ชุดเติมสารทำงาน
2. ติดตั้งสายเทอร์โมคัปเปิลเข้ากับท่อความร้อน โดยติดที่ตำแหน่งตรงกลางภายในทั้ง 3 ส่วนของชุด CLOHP/CV เมื่อติดตั้งสายเทอร์โมคัปเปิลเข้ากับท่อความร้อนเสร็จแล้ว ทำการหุ้มฉนวนทั้งหมด
3. ติดตั้งชุด CLOHP/CV เข้ากับแท่นชุดทดสอบ
4. ติดตั้งสายเทอร์โมคัปเปิล ที่ตำแหน่งของน้ำทางเข้าและทางออกของกลอง Evaporator และกลอง Condenser จากนั้นต่อสายเทอร์โมคัปเปิลเข้ากับเครื่องบันทึกข้อมูล (Data Logger) เพื่อเก็บข้อมูลไว้นำไปวิเคราะห์ในขั้นต่อไป
5. บรรจุน้ำ ลงในอ่างทำร้อน (Hot Bath) และ อ่างทำเย็น (Cold Bath) ตรวจสอบเช็คความถูกต้องอีกครั้ง แล้วเปิดสวิตช์อ่างทำร้อน (Hot Bath) ที่อุณหภูมิ 80°C สังเกตอุณหภูมิที่ส่วนกันความร้อนให้ได้ประมาณ 50°C ถึง 60°C จากนั้นเปิดสวิตช์ อ่างทำเย็น (Cold Bath) ที่อุณหภูมิ 20°C
6. ควบคุมอุณหภูมิของส่วนกันความร้อน (Adiabatic) โดยการปรับอุณหภูมิอ่างทำเย็น และอัตราการไหลของสารรับความร้อนในส่วนควบแน่น
7. เมื่อระบบเข้าสู่สภาวะคงที่ ให้บันทึกข้อมูลทุกจุดและวัดอัตราการไหลในส่วนของ Condenser และทำขั้นตอนการทดสอบนี้จากข้อ 1 ถึง 6 แล้วเปลี่ยนชุดทดสอบใหม่
8. มุมที่ใช้ในการทดสอบคือมุม $0-90^{\circ}$

9. นำค่าอุณหภูมิที่ตำแหน่งของน้ำทางเข้าและทางออกของกล่อง Evaporator และกล่อง Condenser ที่ได้จากเครื่องบันทึกอุณหภูมิ พร้อมทั้งอัตราการไหล มาคำนวณหาค่าการส่งถ่ายความร้อนในแต่ละการทดสอบ ซึ่งจะทำให้การทดสอบการเก็บข้อมูล 3 ครั้ง ภายหลังจากที่อุณหภูมิในส่วนกันความร้อนเข้าสู่สภาวะคงที่

10. ทำการทดสอบจากข้อ 1 ถึง 9 อีกครั้งจนครบตัวแปรที่ตั้งไว้

ขั้นตอนการวิเคราะห์ผลการทดสอบเชิงปริมาณ

1. การวิเคราะห์ข้อมูลของค่าการถ่ายเทความร้อน จะวิเคราะห์ที่ได้จากการหาค่าการส่งถ่ายความร้อน โดยวิธี Calorimeter คำนวณได้จากสมการ 2.1 และ 2.2

2. วิเคราะห์ ผลของตัวแปรต่างๆ ที่มีต่อลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบ CLOHP/CV

3. สร้างสมการสหสัมพันธ์ที่ใช้ในการทำนายลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบ CLOHP/CV ที่มุมในแนวตั้ง (90°)

ซึ่งในการสร้างสมการสหสัมพันธ์ที่จะนำมาใช้ในการทำนายลักษณะการถ่ายเทความร้อนของชุด CLOHP/CV นั้นก็มีวิธีการสร้าง 3 ขั้นตอนดังต่อไปนี้

1. ขั้นตอนการศึกษาหลักการทำงานของท่อความร้อนแบบ CLOHP/CV โดยศึกษาผลของตัวแปรต่าง ๆ ที่มีต่อค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของชุด CLOHP/CV ว่ามีอะไรบ้าง และศึกษาในทางทฤษฎีว่าตัวแปรนั้นมีผลต่อค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของชุด CLOHP/CV อย่างไร แล้วแยกชนิดของตัวแปรที่ได้ ออกเป็นกลุ่ม ๆ ของแต่ละกลุ่มตัวแปร โดยแต่ละกลุ่มตัวแปรนั้นจะมีความสัมพันธ์กับปรากฏการณ์อะไรบ้างที่เกิดขึ้นภายในท่อความร้อนแบบ CLOHP/CV ซึ่งปรากฏการณ์ต่าง ๆ ที่เกิดขึ้นภายในท่อความร้อนแบบ CLOHP/CV ก็จะเป็นปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นหลายอย่างพร้อมกัน เช่น ปรากฏการณ์การเดือด การนำความร้อน การพาความร้อน การไหลสวนทางของก้อนของเหลวและฟองไอ ฯลฯ

2. ขั้นตอนการหาตัวแปรไร้มิติของท่อความร้อนแบบ CLOHP/CV เมื่อทราบถึงปรากฏการณ์ต่าง ๆ ที่เกิดขึ้นภายในท่อความร้อนแบบ CLOHP/CV แล้วก็ทำการศึกษาในส่วนของตัวแปรไร้มิติ เพื่อจะหาว่ามีตัวแปรไร้มิติอะไรบ้างที่เกี่ยวข้องกับปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้น

2.1 เมื่อทราบถึงตัวแปรไร้มิติจากการพิจารณาในข้อ 1.3 แล้วก็นำตัวแปรไร้มิติที่ได้ทุกตัวมาทำการตัดหน่วยโดยการแทนหน่วยลงไปในสูตรของแต่ละตัวแปร ทำการตัดหน่วยของตัวแปรไร้มิติแล้วตัวแปรไร้มิติที่ได้ออกมาจะไม่มีหน่วย คำนวณหาค่าตัวแปรไร้มิติออกมาทุกตัว แล้วนำมาแสดงผลในรูปกราฟความสัมพันธ์ระหว่างค่าตัวแปรไร้มิติกับค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของชุด CLOHP/CV เช่น Bo กับ q , L_e/D กับ q , We กับ q , Ja กับ q , Pr กับ q , Rcv กับ q , Fr กับ q และ Ku กับ q เป็นต้น

2.2 จากชุดข้อมูลที่ได้จากกราฟความสัมพันธ์ระหว่างค่าตัวแปรไร้มิติกับค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของชุด CLOHP/CV ในข้อ 2.1 ถ้ากราฟชุดข้อมูลที่ได้มีการเกาะกลุ่มกันหรือมี

การกระจายและมีแนวโน้มไปในทิศทางเดียวกันนำมาพิจารณาเป็นตัวแปรไร้มิติได้แสดงว่าชุดข้อมูลที่ได้มีผลต่อค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนและถ้ากราฟชุดข้อมูลที่ได้มีการกระจายและไม่มีทิศทางไม่แน่นอนแสดงว่าชุดข้อมูลที่ได้ไม่มีผลต่อค่าอัตราการถ่ายเทความร้อน จะไม่นำมาพิจารณาในการสร้างสมการสหสัมพันธ์

2.3 เมื่อได้ตัวแปรไร้มิติจากการพิจารณาในข้อ 2.2 แล้ว จากนั้นนำตัวแปรไร้มิติที่ได้มาคูณกันแล้วนำมาแสดงผลในรูปกราฟความสัมพันธ์ระหว่างค่าตัวแปรไร้มิติกับตัวเลขคุหาเทลาดเซ

3. ขั้นตอนการทำสมการถดถอยของท่อความร้อนแบบ CLOHP/CV

3.1 จากกราฟในข้อ 2.3 ชุด ข้อมูลที่ได้จะแบ่งออกเป็น 3 กลุ่มอย่างชัดเจน คือชุดข้อมูลที่มีค่าต่ำกว่าเส้นแนวโน้มชุดข้อมูลที่มีค่าอยู่ตรงกลางใกล้เส้นแนวโน้มและชุดข้อมูลที่มีค่าสูงกว่าเส้นแนวโน้ม โดยเส้นแนวโน้มในที่นี้จะได้จากการลากเส้นผ่านชุดข้อมูลด้วยการสมมุติก่อน จากนั้นนำชุดข้อมูลทั้งหมดไปหาเลขยกกำลังที่จะแทนลงไปในแต่ละตัวแปรไร้มิติโดยใช้โปรแกรม

แกรม Math lab โดยใช้วิธีเมทริก แล้วจะได้ตัวเลขยกกำลังที่จะใช้ในการทำนายค่าออกมา

3.2 เมื่อได้ตัวเลขยกกำลังจาก ข้อ 3.1 แล้วก็แทนค่าตัวเลขยกกำลังที่ได้ลงไปแต่ละตัวแปรไร้มิติ

3.3 ทำการหาค่าตัวเลขยกกำลังของแต่ละตัวแปรไร้มิติที่ละตัวที่ได้จากข้อ 3.1 ไปจนกว่าชุดข้อมูลไม่มีการเปลี่ยนแปลงและเข้าใกล้เส้นแนวโน้มมากที่สุดแล้วค่อยเปลี่ยนไปหาค่าตัวเลขยกกำลังของตัวแปรไร้มิติตัวอื่น(คงตัวเลขยกกำลังของตัวแปรไร้มิติที่แทนไปก่อนไว้) แล้วทำจนครบทุกตัวแปรไร้มิติ โดยจะเห็นว่าชุดข้อมูลนั้นจะไม่มีการเปลี่ยนแปลงแล้ว ให้ทำการตัดชุดข้อมูลที่มีค่าสูงและค่าต่ำออก จากนั้นก็ทำการหาค่าใหม่ดังที่กล่าวมาแล้วจนชุดข้อมูลเข้าใกล้เส้นแนวโน้มทุกชุดข้อมูล จากนั้นเราก็จะได้ตัวเลขยกกำลังที่เหมาะสมในแต่ละตัวแปรไร้มิติ

3.4 เมื่อได้ตัวเลขยกกำลังจากข้อ 3.3 ก็ทำการพิตกราฟกลุ่มข้อมูลที่ได้เพื่อหาค่าเส้นสมการแนวโน้มที่ได้จากชุดข้อมูลใส่ตัวเลขยกกำลังเข้าไป เพื่อหาเส้นสมการแนวโน้ม (Ku_{90}) และค่าสัมประสิทธิ์ในการตัดสินใจ (R^2) และก็จะได้สมการถดถอยที่ใช้ในการทำนายค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของชุด CLOHP/CV

3.5 เมื่อได้สมการสหสัมพันธ์ที่ใช้ในการทำนายค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของชุด CLOHP/CV แล้ว ก็ต้องทำการพิสูจน์ว่าสมการถดถอยที่ได้นั้นสามารถนำไปใช้ในการทำนายค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนได้หรือไม่ โดยจะแสดงในรูปกราฟความสัมพันธ์ระหว่างค่าการทำนายที่ได้จากสมการถดถอยกับค่าที่ได้จากการทดลอง

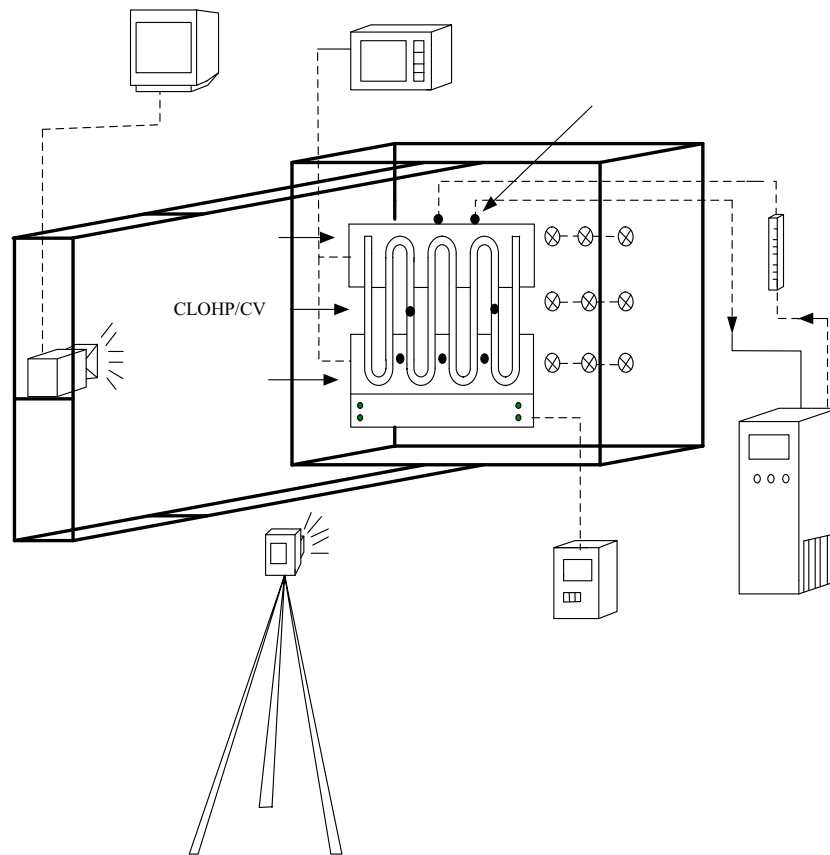
การทดสอบเชิงคุณภาพ (ปรากฏการณ์การไหลภายใน CLOHP/CV)

ชุดทดสอบเชิงคุณภาพ

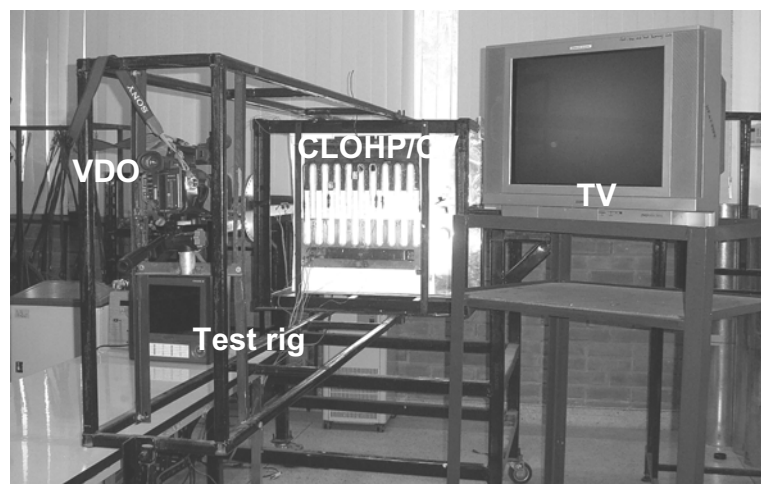
การศึกษาปรากฏการณ์การไหลภายใน ที่มีผลต่อลักษณะการถ่ายเทความร้อนของ CLOHP/CV โดยใช้ตัวแปรจากวัตถุประสงค์ ข้อ 2.1-2.2 ที่ให้ผลลัพธ์ที่ชัดเจนที่สุดมาทำการทดลอง โดยทำการศึกษาแบบเชิงทัศน์ (Visualization) ผลลัพธ์ที่ได้จะแสดงผลในเชิงคุณภาพ ซึ่งชุดทดสอบและการติดตั้งอุปกรณ์การทดสอบ แสดงดังภาพประกอบ 9-11



ภาพประกอบ 9 ท่อแก้ว CLOHP/CV



ภาพประกอบ 10 การติดตั้งอุปกรณ์การทดสอบเชิงทัศน์



ภาพประกอบ 11 การติดตั้งอุปกรณ์การทดสอบเชิงทัศน์จริง

**Video
camera**

เครื่องมือที่ใช้ทดสอบเชิงคุณภาพ

เครื่องมือที่ใช้ในการทดสอบจะมีอุปกรณ์ที่แตกต่างจากการทดสอบในเชิงปริมาณ ดังต่อไปนี้

1. กล้องวิดีโอที่บันทึก Sony DV cam รุ่น DSR-PD 150 P เลนส์โฟกัส 12 เท่า แบบดิจิทัลใช้บันทึกรูปแบบการไหลของส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นของท่อ CLOHP/CV
2. กล้องถ่ายภาพนิ่งดิจิทัล ยี่ห้อ Sony DSC-F 707 ความละเอียด CCD 5 ล้านพิกเซล เลนส์โฟกัส 10 เท่า แบบดิจิทัลใช้ในการถ่ายภาพรูปแบบการไหลของส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นของ ท่อ CLOHP/CV
3. เครื่องเล่นและบันทึกวิดีทัศน์ยี่ห้อ Sony DV cam รุ่น DSR-11 ใช้ในการเล่นเทปบันทึกภาพรูปแบบการไหลของท่อ CLOHP/CV
4. เทปวิดีทัศน์ ขนาด 60 นาที ใช้ในการบันทึกรูปแบบการไหลที่เกิดขึ้นในท่อ CLOHP/CV
5. โทรทัศน์สียี่ห้อ JVC ขนาด 21 นิ้ว ใช้ในการศึกษารูปแบบการไหลของท่อ CLOHP/CV

วิธีการทดสอบเชิงคุณภาพ ดำเนินการเหมือนวัตถุประสงค์ ข้อ 2.1-2.2 แต่ท่ความร้อน CLOHP/CV จะทำจากท่อแก้ว และจะทำการบันทึกรูปแบบการไหลภายใน CLOHP/CV โดยกล้อง VDO และกล้องถ่ายภาพนิ่ง โดยมีวิธีดำเนินการ ดังนี้

1. บรรจุสารทำงานเข้าในท่อความร้อนโดยใช้ชุดเติมสารทำงาน
2. ทำการประกอบชุดทดสอบเข้ากับแท่นทดสอบ
3. ติดตั้งชุดวิดีทัศน์เข้ากับแท่นทดสอบ
4. ติดตั้งสายเทอร์โมคัปเปิลในตำแหน่งแผ่นให้ความร้อนในส่วนทำระเหย 4 จุด ติดตั้งในตำแหน่งท่อทางเข้าและออกของกระเปาะระบายความร้อนในส่วนควบแน่น 2 จุดและติดตั้งในส่วนกันความร้อนด้านข้างของท่อความร้อน 2 จุด
5. เปิดสวิตช์ชุด Black light และปรับความสว่างของหลอดไฟเพื่อให้มองเห็นภาพรูปแบบการไหลได้ชัดเจนที่สุด
6. เปิดสวิตช์ชุดให้ความร้อนค่อย ๆ เพิ่มอุณหภูมิขึ้นไปจนถึง 80°C
7. เปิดสวิตช์ชุดทำความเย็นปรับอุณหภูมิที่ 20°C
8. เมื่อระบบเข้าสู่สภาวะคงตัวให้บันทึกค่าอุณหภูมิทุกจุดและวัดอัตราการไหลเชิงมวลของสารรับความร้อน พร้อมทั้งบันทึกภาพวิดีทัศน์ด้วยกล้องวิดีโอและภาพนิ่งด้วยกล้องดิจิทัล
9. นำค่าอุณหภูมิแตกต่างของสารรับความร้อน ในส่วนควบแน่นระหว่างขาเข้าและขาออกที่ได้จากการอ่านค่าโดยเครื่องบันทึกอุณหภูมิ พร้อมทั้งอัตราการไหล

ขั้นตอนการวิเคราะห์ผลการทดสอบเชิงคุณภาพ

1. การวิเคราะห์ผลของค่าการส่งถ่ายความร้อน จะวิเคราะห์โดยใช้วิธีเดียวกันกับการวิเคราะห์ผลการทดสอบเชิงปริมาณ

2. การวิเคราะห์ผลของรูปแบบการไหลที่มีต่อปรากฏการณ์การไหลภายในท่อ CLOHP/CV แสดงผลในรูปแบบการไหล ความเร็วของฟองไอ ความยาวฟองไอ แอมพลิจูดของการสั่นของสารทำงานและความถี่ของการสั่นของสารทำงาน โดยมีรายละเอียดในการวิเคราะห์ดังนี้

- แอมพลิจูดการสั่นของฟองไอ (Amp) การวิเคราะห์นั้นจะวิเคราะห์จากภาพถ่ายวีดิทัศน์จากกล้องวีดิทัศน์ โดยวัดระยะต่ำสุดและสูงสุดของการเกิดการสั่นของฟองไอโดยที่ขนาดของฟองไอยังคงเท่าเดิม ซึ่งหน่วยของแอมพลิจูด คือ m

- ความถี่ของการสั่นของฟองไอ (f) ในการวิเคราะห์นั้นจะวิเคราะห์จากภาพถ่ายวีดิทัศน์จากกล้องวีดิทัศน์โดยวัดระยะต่ำสุดและสูงสุดของการเกิดการสั่นของฟองไอโดยวัดเทียบกับเวลาโดยเทียบเป็น 1 ไซเคิลต่อวินาที ซึ่งหน่วยของความถี่คือ 1/s หรือ Hz

- ความเร็วของฟองไอ (V_s) ในการวิเคราะห์นั้นจะวิเคราะห์จากภาพถ่ายวีดิทัศน์จากกล้องวีดิทัศน์ โดยเริ่มวัดตั้งแต่ตอนเริ่มเกิดฟองไอในส่วนทำระเหยไปจนกระทั่งฟองไอยุบตัวในส่วนบนของท่อ CLOHP/CV แล้วนำระยะทาง (x) มาเทียบกับเวลา (t) ซึ่งหน่วยของความเร็วฟองไอ คือ m/s

- ความยาวเฉลี่ยของฟองไอ (L_v) ในการวิเคราะห์นั้นจะวิเคราะห์จากภาพถ่ายจากกล้องดิจิทัล โดยจะวัดขนาดความยาวของฟองไอในแนวแกนท่อทั้งหมดภายในท่อความร้อน CLOHP/CV แล้วนำมาหาค่าเฉลี่ย ซึ่งหน่วยของความยาวฟองไอ คือ m

บทที่ 4

ผลการทดสอบและวิจารณ์ผลการทดสอบ

จากการศึกษาถึง ผลของรูปร่างและตัวแปรไร้มิติที่มีผลต่อลักษณะการถ่ายเทความร้อนของ ท่อความร้อนแบบสัณหรูปที่ติดตั้งเช็ควาล์ว สามารถที่จะสรุปและวิจารณ์ผลของการทดสอบใน ด้านเชิงปริมาณและเชิงคุณภาพ (ปรากฏการณ์การไหล) ซึ่งจะเสนอผลลัพธ์เฉพาะผลของ รูปร่างและตัวแปรไร้มิติที่ให้ผลกระทบกับลักษณะการถ่ายเทความร้อนของ CLOHP/CV มาก ที่สุด ได้ดังต่อไปนี้

ผลการทดสอบและวิจารณ์ผลในเชิงปริมาณ

ผลของรูปร่าง

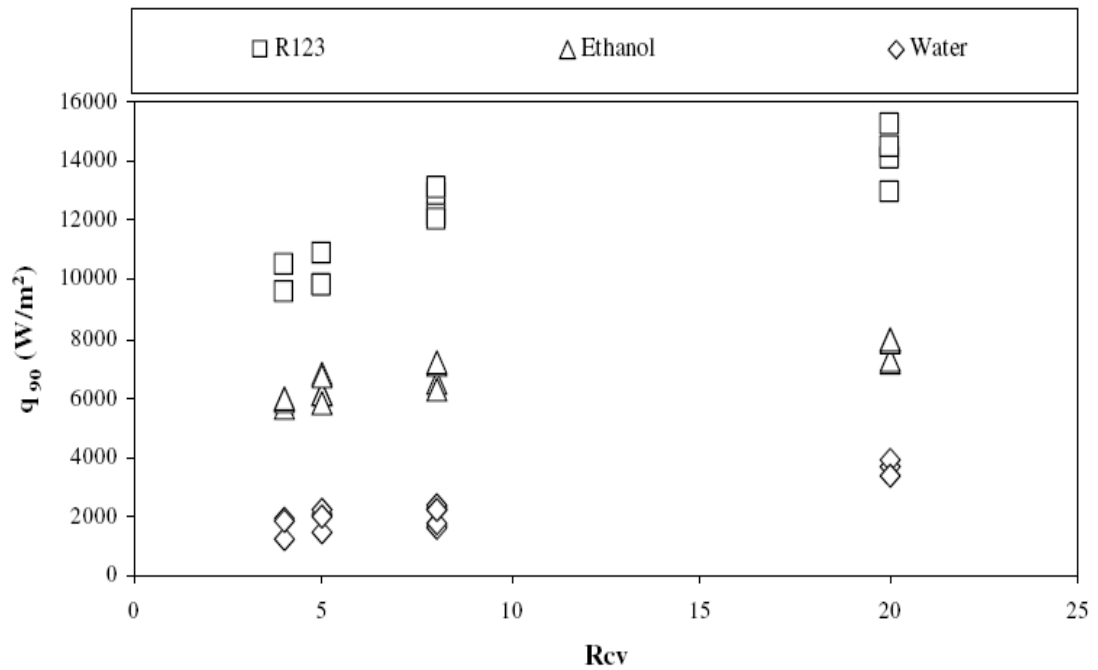
ผลของรูปร่างจะเสนอผลลัพธ์เป็นตัวไร้มิติ โดยรูปร่างที่มีผลกระทบกับอัตราการถ่ายเท ความร้อน คือ ผลของอัตราส่วนเช็ควาล์ว (R_{cv}) และผลของอัตราส่วนสนทัด (Le/D_i) และผลของ ตัวเลขบอนด์ (Bo) หรือ ผลของเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน

4.1 ผลของอัตราส่วนเช็ควาล์วต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนของ CLOHP/CV

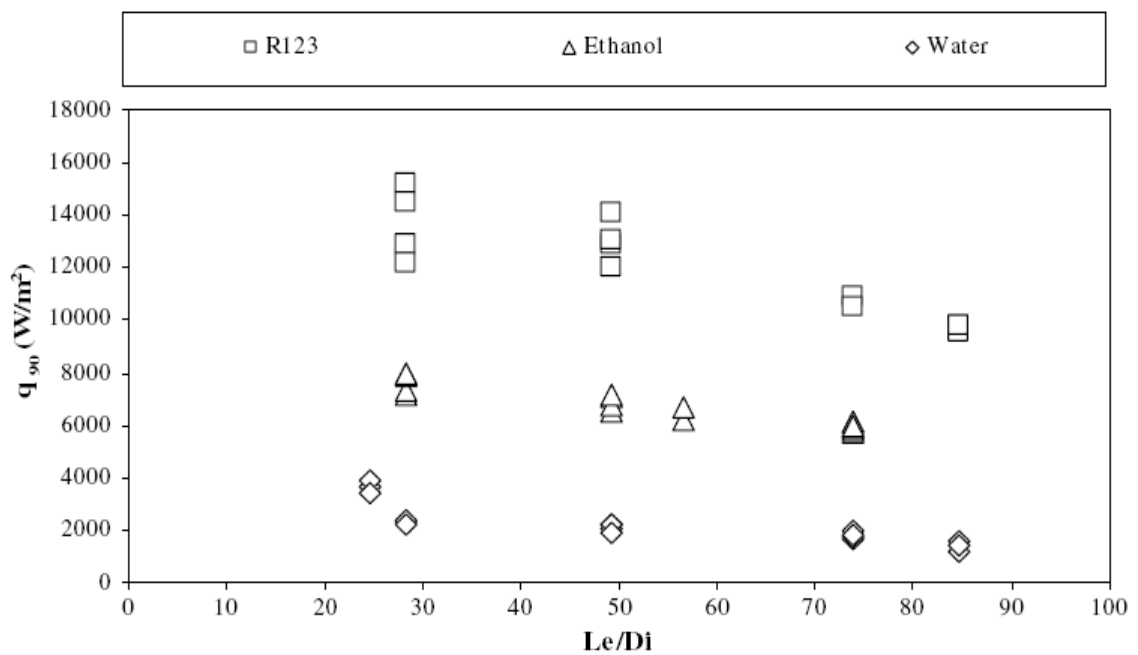
ผลของอัตราส่วนเช็ควาล์วต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนของ CLOHP/CV แสดงดัง ภาพประกอบ 12 ซึ่งอัตราส่วนเช็ควาล์ว คือ จำนวนโค้งเฉลี่ยต่อจำนวนเช็ควาล์ว จากผลการ ทดสอบที่ได้ พบว่า ตัวแปรที่ให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนดีที่สุด คือ ที่มุมเอียง 90 องศา จำนวนโค้งเฉลี่ย 40 อัตราการเต็มสารทำงาน 50% ของปริมาตรรวมของท่อ สารทำงาน R123 โดยอัตราส่วนเช็ควาล์ว 20 ที่เป็นเช่นนี้ อาจจะเป็นเพราะว่า มีจำนวนเช็ควาล์วติดตั้งอยู่ 2 ชุด ใน 40 โค้งเฉลี่ย ทำให้ผลของค่าความเร่งที่มีต่อการก่อกวนของเช็ควาล์วที่ใช้เป็นตัวปิดเปิด เช็ควาล์วมีค่าที่เหมาะสม ดังนั้นจึงทำให้ความดันระหว่างส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่น มีค่าที่ แตกต่างกันอย่างเหมาะสมกว่าค่าอัตราส่วนเช็ควาล์วอื่น ๆ

4.2 ผลของอัตราส่วนสนทัดต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนของ CLOHP/CV

ผลของอัตราส่วนสนทัดต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนของ CLOHP/CV แสดงดัง ภาพประกอบ 13 ซึ่งอัตราส่วนสนทัด คือ ความยาวส่วนทำระเหยต่อเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน จากผลการทดสอบที่ได้ พบว่า ตัวแปรที่ให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนดีที่สุด คือ ที่มุมเอียง 90 องศา จำนวนโค้งเฉลี่ย 40 อัตราการเต็มสารทำงาน 50% ของปริมาตรรวมของท่อ สาร ทำงาน R123 ที่อัตราส่วนสนทัด 30 ที่เป็นเช่นนี้ อาจจะเป็นเพราะว่า อัตราส่วนสนทัดต่ำ ๆ จะ ทำให้ท่อความร้อนมีรูปร่างสั้นอ้วนเตี้ย การเดือดจะเป็นการเดือดแบบแอ่ง ทำให้เกิดฟองไอน้ำเป็น จำนวนมาก ง่ายต่อการเคลื่อนที่ ทำให้มีการถ่ายเทความร้อนได้ดี แต่อัตราส่วนสนทัดมาก ๆ จะ ทำให้ท่อความร้อนมีรูปร่างผอมสูงยาว การเดือดจะเป็นการเดือดแบบอยู่ในช่องแคบ ทำให้เกิดฟองไอน้ำที่ มี ความยาวมาก การเคลื่อนที่ยาก จึงทำให้การถ่ายเทความร้อนได้ไม่ดี



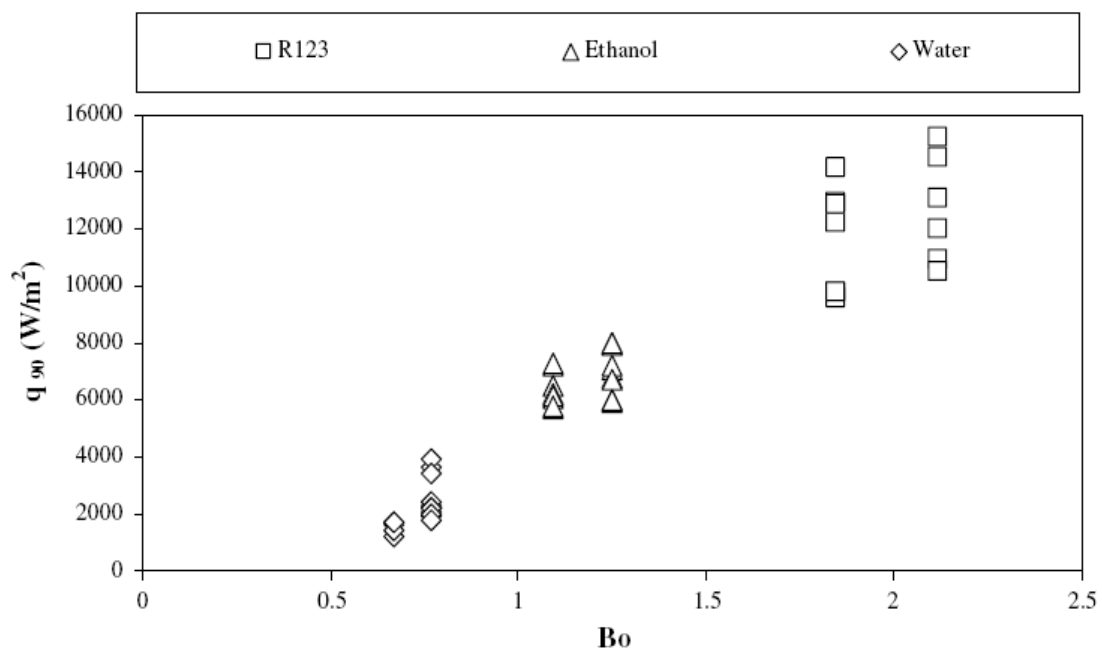
ภาพประกอบ 12 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเชิควาล์วกับ q



ภาพประกอบ 13 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนสนทัดกับ q

4.3 ผลของตัวเลข Bo ต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนของ CLOHP/CV

ผลของตัวเลข Bo หรือผลของเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน ต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนของ CLOHP/CV แสดงดังภาพประกอบ 14 ซึ่งตัวเลข Bo คือ อัตราส่วนของแรงลอยตัวต่อแรงตึงผิว จากผลการทดสอบที่ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ 1.06 และ 2.03 มม.เอียง 90 องศา จำนวนโค้งเลี้ยว 40 อัตราการเติมสารทำงาน 50% ของปริมาตรรวมของท่อ สารทำงาน R123 เอทานอล และ น้ำ ผลการทดสอบพบว่า เมื่อค่าตัวเลขของ Bo เพิ่มขึ้น ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนจะค่อย ๆ เพิ่มขึ้น ที่เป็นเช่นนี้ อาจจะเป็นเพราะว่าที่ค่า Bo มาก ๆ การเดือดจะอยู่ในรูปการเดือดแบบแอ่ง ซึ่งจะทำให้ CLOHP/CV มีการถ่ายเทความร้อนได้ดี แต่หากค่า Bo น้อย ๆ การเดือดจะเป็นเหมือนการเดือดที่อยู่ในช่องแคบ ๆ ซึ่งจะทำให้ CLOHP/CV มีการถ่ายเทความร้อนได้ไม่ค่อยดี



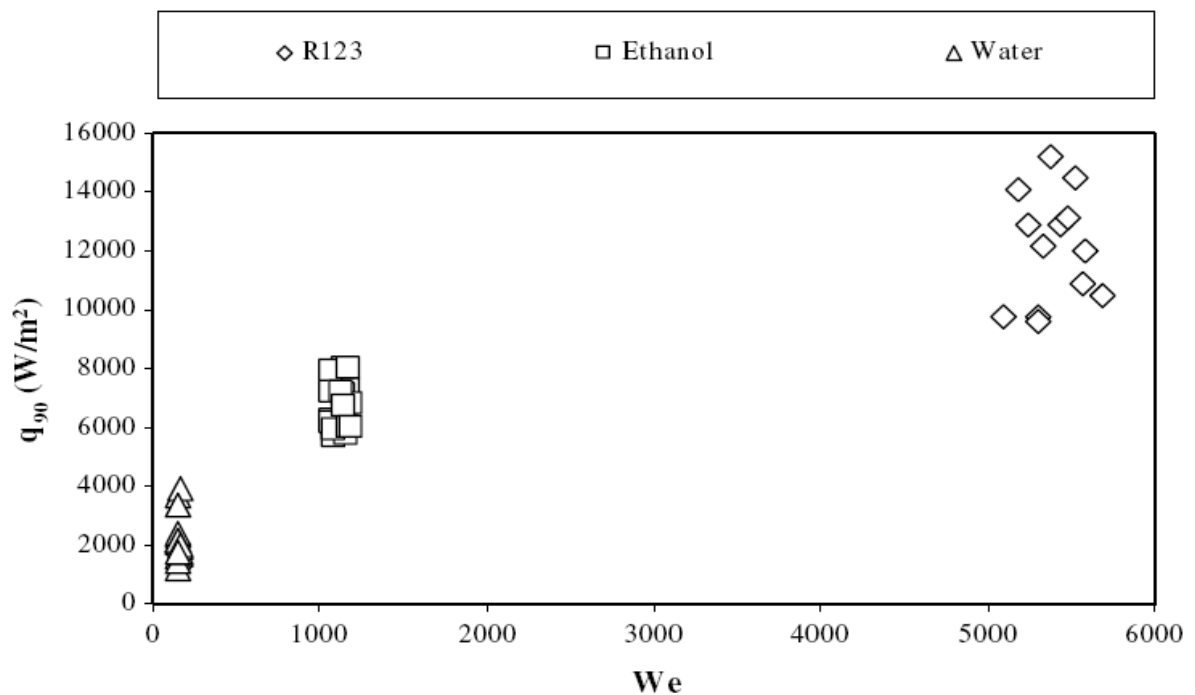
ภาพประกอบ 14 ความสัมพันธ์ระหว่าง Bo กับ q

ผลของตัวแปรไร้มิติ

ผลของตัวแปรไร้มิติ จะเสนอผลลัพธ์เป็นตัวแปรไร้มิติ ที่มีผลกระทบต่อการถ่ายเทความร้อน คือ ผลของตัวเลขเวเปเปอร์ (We) ผลของตัวเลขฟรูด (Fr) (ผลของตัวเลขจาโคป (Ja) ผลของตัวเลขเพนตัน (Pr) ผลของอัตราส่วนความหนาแน่น (ρ_v/ρ_l) ผลของตัวเลขคุทาเทิลเล (Ku) ซึ่งสามารถแสดงและวิจารณ์ผลได้ ดังต่อไปนี้

4.4 ผลของตัวเลข We ต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนของ CLOHP/CV

ผลของตัวเลข We ต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนของ CLOHP/CV แสดงดังภาพประกอบ 15 ซึ่งตัวเลข We คือ อัตราส่วนของแรงพลศาสตร์ (Dynamic force) ต่อแรงตึงผิว จากผลการทดสอบที่ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ 1.06 และ 2.03 มม.เอียง 90 องศา จำนวนโค้งเลี้ยว 40 อัตราการเติมสารทำงาน 50% ของปริมาตรรวมของท่อ สารทำงาน R123 เอทานอล และ น้ำ ผลการทดสอบพบว่า เมื่อค่าตัวเลขของ We เพิ่มขึ้น ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนจะค่อย ๆ เพิ่มขึ้น ที่เป็นเช่นนี้ อาจจะเป็นเพราะที่ค่า We มาก ๆ การเคลื่อนที่สวนทางกันระหว่างไอและของเหลวจะพอดี จึงทำให้ CLOHP/CV มีการถ่ายเทความร้อนได้ดี แต่หากค่า We น้อย ๆ การเคลื่อนที่สวนทางกันระหว่างไอและของเหลว อาจจะทำให้ไอน้ำของเหลวไม่ไหลกลับมายังส่วนทำระเหยได้ ซึ่งจะทำให้ CLOHP/CV มีการถ่ายเทความร้อนได้ไม่ค่อยดี

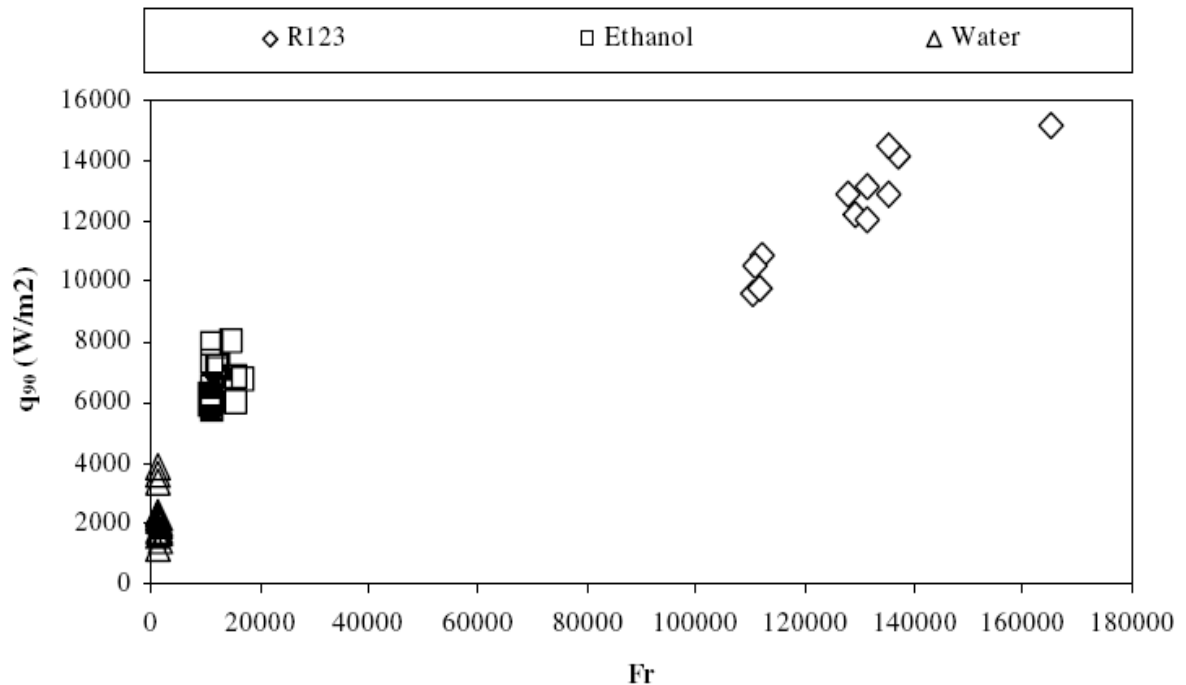


ภาพประกอบ 15 ความสัมพันธ์ระหว่าง We กับ q

4.5 ผลของตัวเลข Fr ต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนของ CLOHP/CV

ผลของตัวเลข Fr ต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนของ CLOHP/CV แสดงดังภาพประกอบ 16 ซึ่งตัวเลข Fr คือ อัตราส่วนของแรงจากความเฉื่อยต่อแรงโน้มถ่วง จากผลการทดสอบที่ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ 1.06 และ 2.03 มม.เอียง 90 องศา จำนวนโค้งเลี้ยว 40 อัตราการเติมสารทำงาน 50% ของปริมาตรรวมของท่อ สารทำงาน R123 เอทานอล และ น้ำ ผลการทดสอบพบว่า เมื่อค่าตัวเลขของ Fr เพิ่มขึ้น ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนจะค่อย ๆ เพิ่มขึ้น ที่เป็นเช่นนี้ อาจจะเป็นเพราะที่ค่า Fr มาก ๆ การเคลื่อนที่ของไอและ

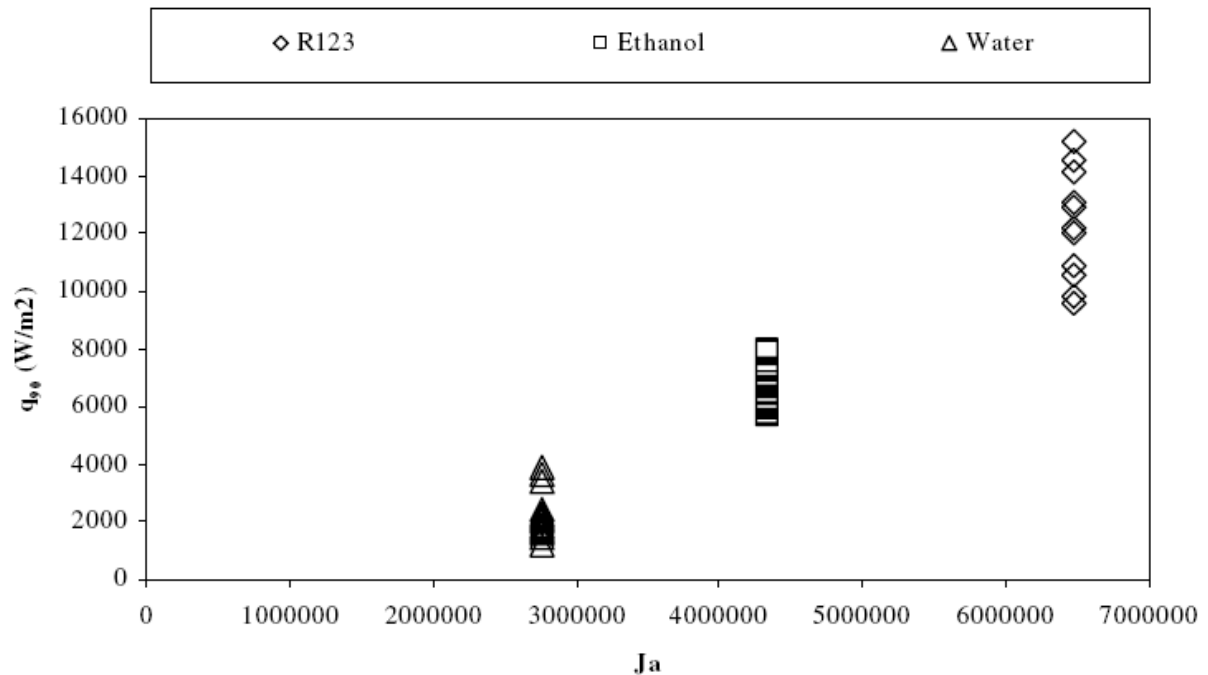
ของเหลวจะเคลื่อนที่ได้เร็วขึ้น จึงทำให้ CLOHP/CV มีการถ่ายเทความร้อนได้ดี แต่หากค่า Fr น้อย ๆ การเคลื่อนของไอและของเหลว อาจจะทำให้มีความเร็วลดลง ซึ่งจะทำให้ CLOHP/CV มีการถ่ายเทความร้อนได้ไม่ค่อยดี



ภาพประกอบ 16 ความสัมพันธ์ระหว่าง Fr กับ q

4.6 ผลของตัวเลข Ja ต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนของ CLOHP/CV

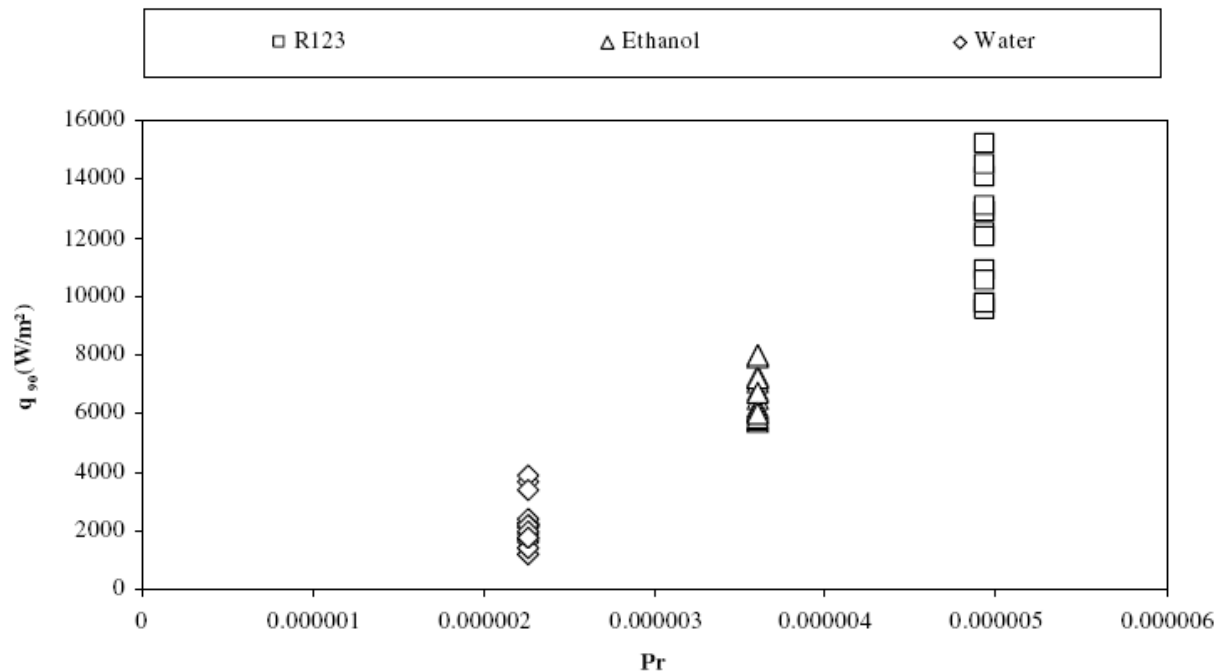
ผลของตัวเลข Ja ต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนของ CLOHP/CV แสดงดังภาพประกอบ 17 ซึ่งตัวเลข Ja คือ อัตราส่วนของค่าความร้อนไหว ต่อค่าความร้อนแฝง จากการทดสอบที่ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ 1.06 และ 2.03 มม. เอียง 90 องศา จำนวน โค้งเลี้ยว 40 อัตราการเติมสารทำงาน 50% ของปริมาตรรวมของท่อ สารทำงาน R123 เอทานอล และ น้ำ ผลการทดสอบพบว่า เมื่อค่าตัวเลขของ Ja เพิ่มขึ้น ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนจะค่อย ๆ เพิ่มขึ้น ที่เป็นเช่นนี้ อาจจะเป็นเพราะว่าที่ค่า Ja มาก ๆ การถ่ายเทความร้อนอาจเกิดจากทั้งของเหลวและไอ จึงทำให้ CLOHP/CV มีการถ่ายเทความร้อนได้ดี แต่หากค่า Ja น้อย ๆ การถ่ายเทความร้อนอาจเกิดจากไ้มากกว่าของเหลว ซึ่งจะทำให้ CLOHP/CV มีการถ่ายเทความร้อนได้ไม่ค่อยดี



ภาพประกอบ 17 ความสัมพันธ์ระหว่าง Ja กับ q

4.7 ผลของตัวเลข Pr ต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนของ CLOHP/CV

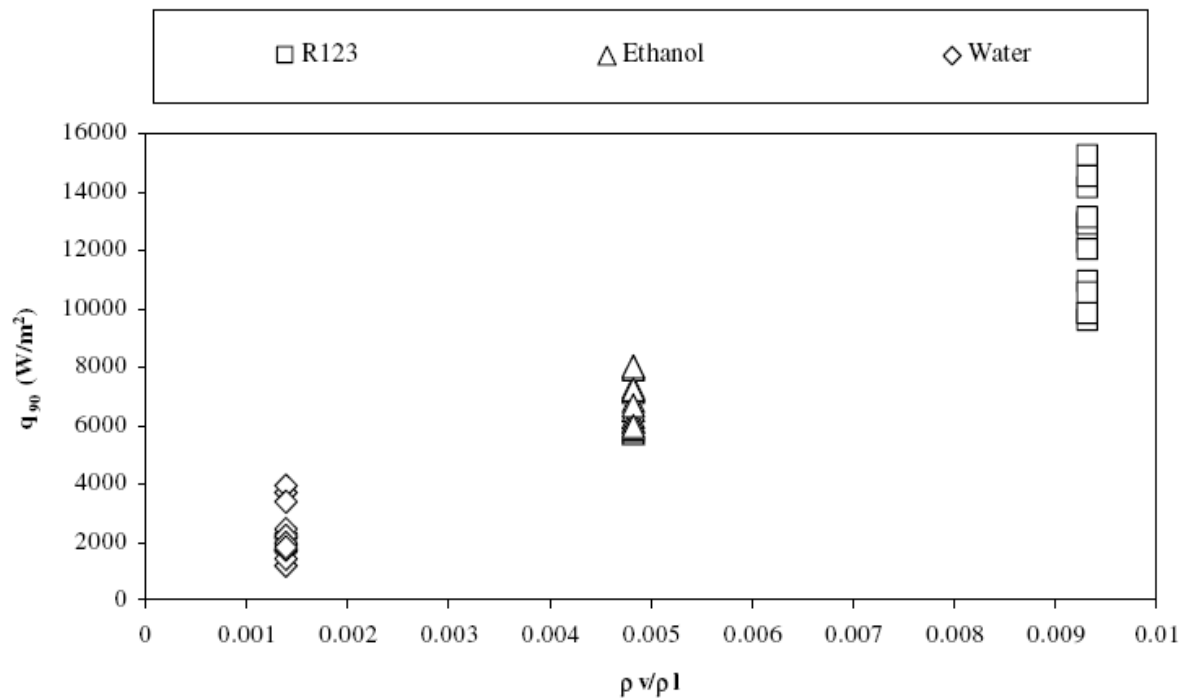
ผลของตัวเลข Pr ต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนของ CLOHP/CV แสดงดังภาพประกอบ 18 ซึ่งตัวเลข Pr คือ อัตราส่วนของค่าโมเมนต์การกระจายตัวของไอ ต่อค่าการกระจายตัวจากความร้อนของไอ จากผลการทดสอบที่ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ 1.06 และ 2.03 มม. เพียง 90 องศา จำนวนโค้งเลี้ยว 40 อัตราการเดินสารทำงาน 50% ของปริมาตรรวมของท่อ สารทำงาน R123 เอทานอล และ น้ำ ผลการทดสอบพบว่า เมื่อค่าตัวเลขของ Pr เพิ่มขึ้น ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนจะค่อย ๆ เพิ่มขึ้น ที่เป็นเช่นนี้ อาจจะเป็นเพราะว่าที่ค่า Pr มาก ๆ การพาความร้อนจากส่วนทำระเหยไปยังส่วนควบแน่นเกิดขึ้นได้ดี จึงทำให้ CLOHP/CV มีการถ่ายเทความร้อนได้ดี แต่หากค่า Pr น้อย ๆ การพาความร้อนจากส่วนทำระเหยไปยังส่วนควบแน่นค่อนข้างที่จะช้า ซึ่งจะทำให้ CLOHP/CV มีการถ่ายเทความร้อนได้ไม่ค่อยดี



ภาพประกอบ 18 ความสัมพันธ์ระหว่าง Pr กับ q

4.8 ผลของอัตราส่วน p_v/p_l ต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนของ CLOHP/CV

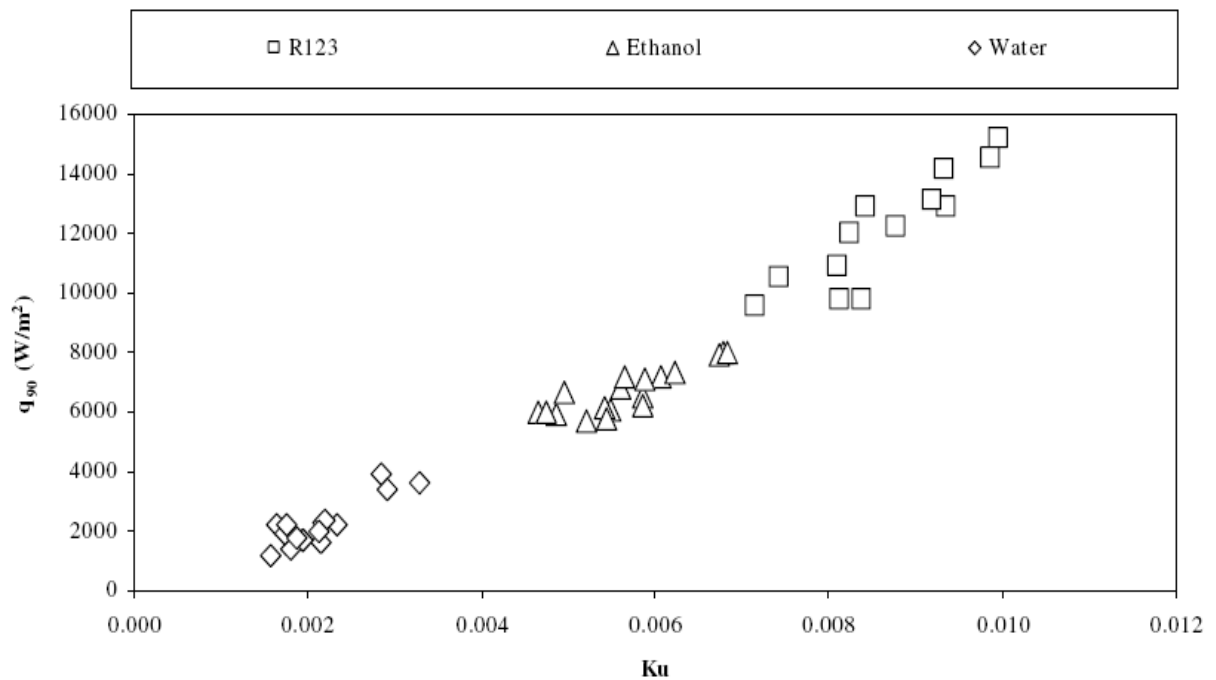
ผลของอัตราส่วน p_v/p_l ต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนของ CLOHP/CV แสดงดังภาพประกอบ 19 ซึ่งอัตราส่วน p_v/p_l คือ อัตราส่วนของความหนาแน่นของไอ ต่อความหนาแน่นของของเหลว จากผลการทดสอบที่ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ 1.06 และ 2.03 มม. เอียง 90 องศา จำนวนโค้งเลี้ยว 40 อัตราการเติมสารทำงาน 50% ของปริมาตรรวมของท่อ สารทำงาน R123 เอทานอล และ น้ำ ผลการทดสอบพบว่า เมื่อค่าตัวเลขของ p_v/p_l เพิ่มขึ้น ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนจะค่อย ๆ เพิ่มขึ้น ที่เป็นเช่นนี้ อาจจะเป็นเพราะว่าที่ค่า p_v/p_l มาก ๆ การระเหยจากส่วนทำระเหยขึ้นไปยังส่วนควบแน่นจะเกิดขึ้นง่าย จึงทำให้ CLOHP/CV มีการถ่ายเทความร้อนได้ดี แต่หากค่า p_v/p_l น้อย ๆ การระเหยจากส่วนทำระเหยไปยังส่วนควบแน่นค่อนข้างที่จะช้า ซึ่งจะทำให้ CLOHP/CV มีการถ่ายเทความร้อนได้ไม่ค่อยดี



ภาพประกอบ 19 ความสัมพันธ์ระหว่าง p_v/p_l กับ q

4.9 ผลของตัวเลข Ku ต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนของ CLOHP/CV

ผลของอัตราส่วน Ku ต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนของ CLOHP/CV แสดงดังภาพประกอบ 20 ซึ่งอัตราส่วน Ku คือ อัตราส่วนของค่าฟลักซ์ความร้อนของท่อความร้อน ต่อค่าฟลักซ์ความร้อนวิกฤตของสารทำงาน จากผลการทดสอบที่ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ 1.06 และ 2.03 มม. เอียง 90 องศา จำนวนโค้งเลี้ยว 40 อัตราการเติมสารทำงาน 50% ของปริมาตรรวมของท่อ สารทำงาน R123 เอทานอล และ น้ำ ผลการทดสอบพบว่า เมื่อค่าตัวเลขของ Ku เพิ่มขึ้น ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนจะค่อย ๆ เพิ่มขึ้น ที่เป็นเช่นนี้ อาจจะเป็นเพราะว่าที่ค่า Ku มาก ๆ การเดือดในส่วนทำระเหยจะเป็นการเดือดแบบแอ่ง จึงทำให้ CLOHP/CV มีการถ่ายเทความร้อนได้ดี แต่หากค่า Ku น้อย ๆ การเดือดในส่วนทำระเหยจะกลายเป็นการเดือดแบบช่องแคบ ซึ่งจะทำให้ CLOHP/CV มีการถ่ายเทความร้อนได้ไม่ค่อยดี



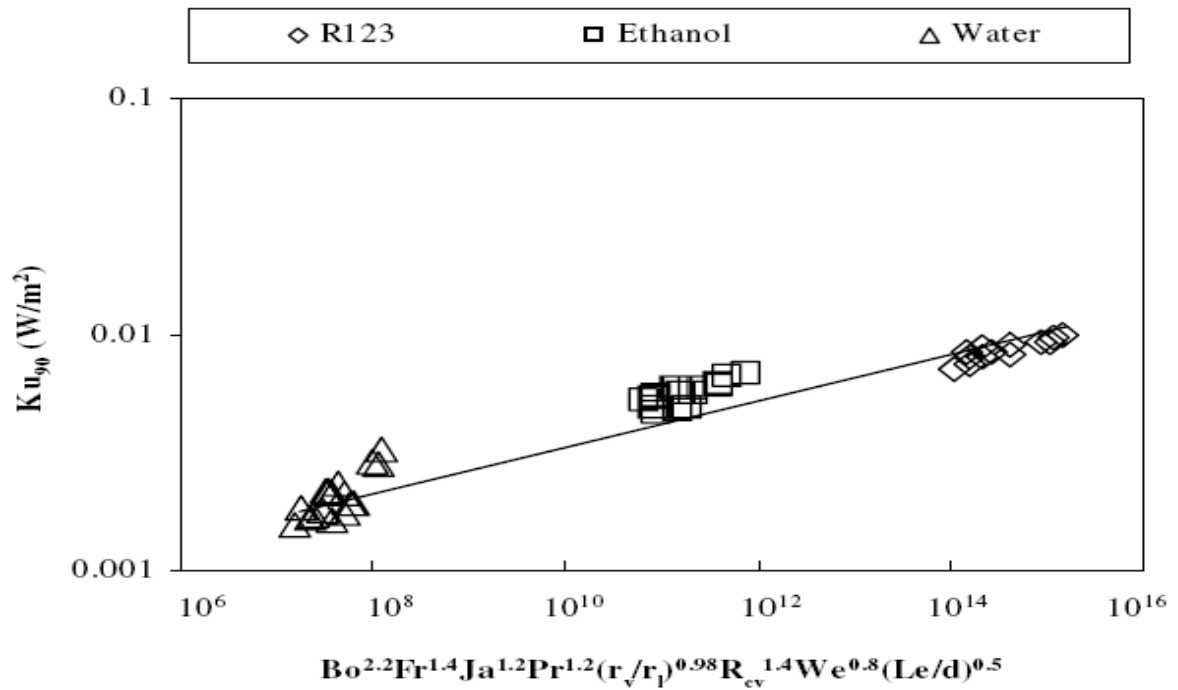
ภาพประกอบ 20 ความสัมพันธ์ระหว่าง Ku กับ q

4.10 ผลของการสร้างสมการสหสัมพันธ์

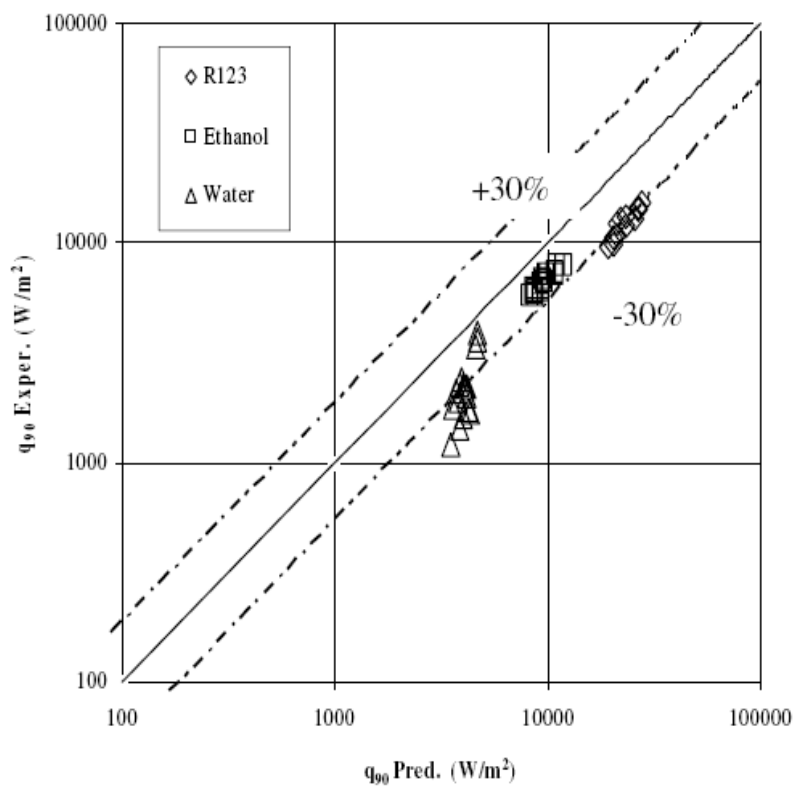
จากความสัมพันธ์ของผลของรูปร่างและตัวแปรไร้มิติที่มีผลต่อค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของ CLOHP/CV ดังที่เสนอมา ได้นำมาสร้างสมการสหสัมพันธ์ เพื่อใช้ทำนายค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของ CLOHP/CV ในแนวดิ่ง โดยจะได้สมการสหสัมพันธ์ ดังสมการ 4.1 และจะแสดงความสัมพันธ์ ดังภาพประกอบที่ 21

$$Ku_{90} = Bo^{2.2} Fr^{1.4} Ja^{1.2} Pr^{1.2} (\rho/\rho_l)^{0.98} Rcv^{1.4} We^{0.8} (Le/d)^{0.5} \quad (4.1)$$

จากสมการสหสัมพันธ์ที่ได้ ได้นำไปใช้ทำนายค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนเปรียบเทียบกับค่าอัตราการส่งถ่ายความร้อนของ CLOHP/CV ที่ได้จากการทดสอบ ผลที่ได้แสดงดังภาพประกอบที่ 22 โดยมีค่าเบี่ยงเบนมาตรฐานอยู่ที่ $\pm 30\%$



ภาพประกอบ 21 ความสัมพันธ์ของสมการสหสัมพันธ์ที่ได้



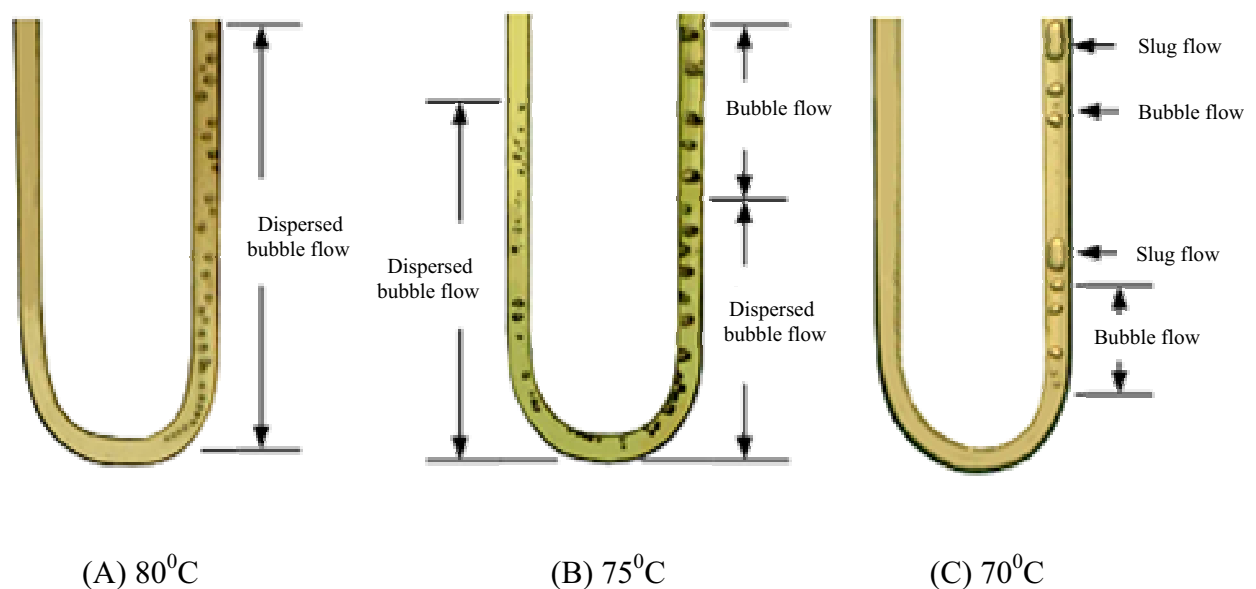
ภาพประกอบ 22 ค่า q ที่ได้จากการทำนายกับ q การทดลอง

ผลการทดสอบและวิจารณ์ผลในเชิงคุณภาพ

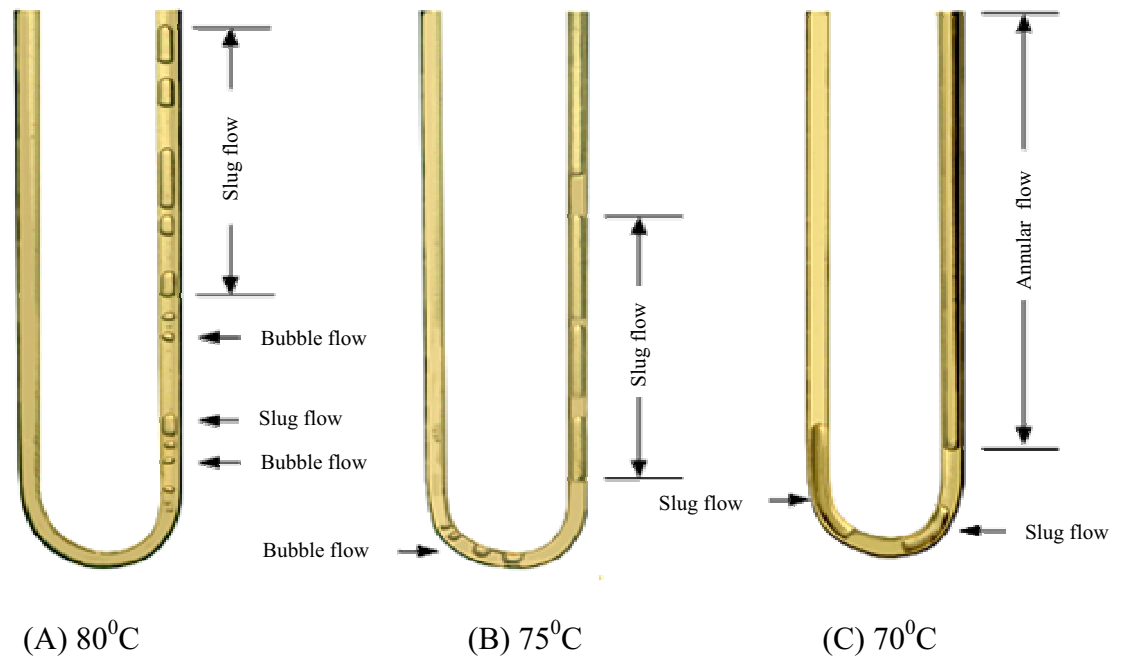
จากการทดสอบปรากฏการณ์การไหลภายในที่มีผลต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนของ CLOHP/CV พอสรุปลผลของตัวแปรที่มีผลที่ชัดเจน โดยรูปแบบการไหลภายในทั้งหมดสามารถดูได้จากเทปวิดีโอที่บันทึกไว้ ดังนั้นจึงนำเสนอผลการทดสอบเฉพาะรูปแบบการไหลภายในส่วนทำระเหยของ CLOHP/CV ได้ดังต่อไปนี้

4.11 ผลของความยาวส่วนทำระเหยต่อปรากฏการณ์การไหลภายในของ CLOHP/CV

จากการทดสอบท่อ CLOHP/CV ที่ทำจากท่อแก้ว มีจำนวนโค้งเลี้ยว 10 โค้งเลี้ยว เส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 2.03 มิลลิเมตร ใช้ R123 เป็นสารทำงาน อัตราการเติม 50% โดยปริมาตรรวม อัตราส่วนเชิงควาล์ว 0.2 ความยาวส่วนทำระเหย 50 และ 150 มิลลิเมตร อุณหภูมิที่ส่วนทำระเหย $70-80^{\circ}\text{C}$ ผลที่ได้แสดงดังภาพประกอบ 23 และ 24 โดย พบว่าที่ความยาวของส่วนทำระเหย 50 มิลลิเมตร ในตำแหน่งแนวตั้ง ที่อุณหภูมิส่วนทำระเหย 80°C จะให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่สูงกว่า ที่ความยาวส่วนทำระเหย 150 มิลลิเมตร โดยมีรูปแบบการไหลหลักเป็น Dispersed bubble flow ที่เป็นเช่นนี้อาจจะเป็นเพราะว่าที่อุณหภูมิสูง ๆ และความยาวส่วนทำระเหยสั้น ๆ การเดือดจะเป็นการเดือดแบบแอ่ง ทำให้มีจำนวนฟองไอเกิดขึ้นมากกว่าที่อุณหภูมิลดลงส่วนทำระเหยต่ำ ๆ และความยาวส่วนทำระเหยยาว ๆ ซึ่งการเดือดจะเป็นการเดือดแบบอยู่ในช่องแคบ รูปแบบการไหลหลักก็จะเป็น การไหลแบบ Slug flow และ Bubble



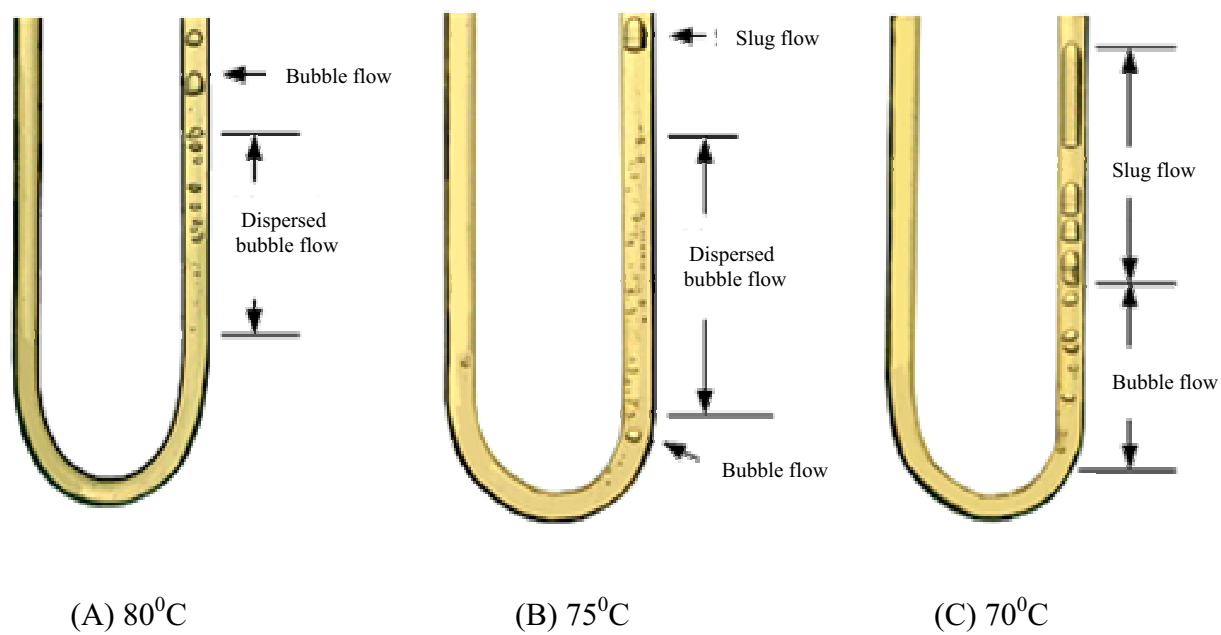
ภาพประกอบ 23 รูปแบบการไหลที่ความยาว Le 50 มิลลิเมตร



ภาพประกอบ 24 รูปแบบการไหลที่ความยาว Le 150 มิลลิเมตร

4.12 ผลของอัตราส่วนเชิงควาล์วต่อการปรากฏการณ์การไหลภายในของ CLOHP/CV

จากการทดสอบท่อ CLOHP/CV ที่ทำจากท่อแก้ว มีจำนวนโค้งเลี้ยว 10 โค้งเลี้ยว เส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 2.03 มิลลิเมตร ใช้ R123 เป็นสารทำงาน อัตราการเติม 50% โดยปริมาตรรวม ความยาวส่วนทำระเหย 50 และ อัตราส่วนจำนวนของโค้งเลี้ยวต่อจำนวนเชิงควาล์ว 5 หรือที่อัตราส่วนเชิงควาล์วต่อจำนวนของโค้งเลี้ยว 0.2 และ 1 อุณหภูมิที่ส่วนทำระเหย 70-80°C ผลที่ได้แสดงดังภาพประกอบ 24 และ 25 โดยพบว่าอัตราส่วนเชิงควาล์ว 0.2 ในตำแหน่งแนวตั้ง ที่อุณหภูมิส่วนทำระเหย 80°C จะให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่สูงกว่า ที่อัตราส่วนเชิงควาล์ว 1 โดยมีรูปแบบการไหลหลักเป็น Dispersed bubble flow ที่เป็นเช่นนี้อาจจะเป็นเพราะว่าที่อุณหภูมิสูง ๆ และ อัตราส่วนเชิงควาล์วต่ำ ๆ การเดือดจะเป็นการเดือดแบบแอ่ง ทำให้มีจำนวนฟองไอเกิดขึ้นมากกว่าที่อุณหภูมิต่ำ ๆ และสามารถเคลื่อนที่ไปยังส่วนควบแน่นได้เร็วขึ้น ส่วนอัตราส่วนเชิงควาล์วสูง ๆ การเดือดและรูปแบบการไหลหลักอาจจะไม่เปลี่ยนแปลงมากนัก แต่ความดันจะมีผลต่อการเคลื่อนที่ของฟองไอ เพราะถ้าจำนวนเชิงควาล์วมากขึ้น ความดันที่จะมาเอาชนะในการเปิดวาล์วให้ไอและของเหลวไหลผ่านได้นั้นจะต้องเพิ่มขึ้นด้วยเช่นกัน ดังนั้นจึงทำให้การเคลื่อนที่ของไอและของเหลวจากส่วนทำระเหยไปยังส่วนควบแน่นช้าลง จึงทำให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนลดลง



ภาพประกอบ 25 รูปแบบการไหลที่มีความยาว Le 50 มิลลิเมตร Rcv 1

บทที่ 5

สรุปผลการทดสอบและข้อเสนอแนะ

สรุปผลการทดสอบ

จากการทดสอบผลของรูปร่างและตัวแปรไร้มิติที่มีผลต่อลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นงอรอบที่ติดตั้งใช้ควาล์ว สามารถสรุปผลการทดสอบ ได้ดังต่อไปนี้

1. สร้างสมการสหสัมพันธ์ เพื่อใช้ทำนายค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนในแนวดิ่ง คือ

$$Ku_{90} = Bo^{2.2} Fr^{1.4} Ja^{1.2} Pr^{1.2} (pv/\mu)^{0.98} Rcv^{1.4} We^{0.8} (Le/d_i)^{0.5}$$

2. รูปแบบการไหลหลักที่มีผลต่อค่าอัตราการถ่ายเทความร้อน คือ การไหลแบบ Dispersed bubble flow

ข้อเสนอแนะ

1. สมการสหสัมพันธ์ที่ได้ อาจจะสามารถใช้ได้ในช่วง ๆ หนึ่ง เพื่อที่จะทำให้ผลการทำนายมีความแม่นยำเพิ่มขึ้น โดยควรจรรวมเอาตัวแปรที่เกี่ยวกับอุณหภูมิ มุมเอียง ฯลฯ รวมเข้าไว้ในสมการต่อไป
2. ปรากฏการณ์การไหล อาจจะสร้างเป็นแผนภูมิของตัวแปรที่มีผลกระทบกับอัตราการถ่ายเทความร้อนเกี่ยว เช่น ความเร็วของการไหล อัตราส่วนช่องว่างของไอและของเหลว ฯลฯ เพื่อใช้รูปแบบการไหลและตัวแปรที่ได้ทำนายอัตราการถ่ายเทความร้อนของ CLOHP/CV

เอกสารอ้างอิง

- [1] Akachi H. Polasek F. Stulc P. 1996. Pulsating heat Pipe. In: Procs. of the 5th International Heat pipe Symposium. Melbourne, Australia, pp. 208-217.
- [2] Gi F. Sato S. Maezawa S. 1999. Flow visualization experiment on oscillating heat pipe. In: Procs. of the 11th International Heat Pipe Conference. Musashinoshi, Tokyo, Japan, pp.149-153.
- [3] Lee W. Jung H. Kim J. 1999. Visualization of oscillating capillary tube heat pipe. In: Procs. of the 11th International Heat Pipe Conference. Musashinoshi, Tokyo, Japan, pp.131-136.
- [4] Maezawa S. Gi K. Y. Minimisawa A. Akachi H. 1996. Thermal performance of Capillary Tube Thermosyphon. In: Proceeding of the 9th International heat Pipe Conference. Albuquerque, USA, pp. 791-795.
- [5] Miyazaki Y. Polasek F. Akachi H. 2000. Oscillating Heat Pipe with Check Valves. Procs. Of the 6th International Heat Pipe Symposium. Chiang Mai, Thailand, pp.389-393.
- [6] Miyazaki Y. Polasek F. 2003. Operating limits of Oscillating Heat Pipes. Memoirs of the Fukui Institute of Technology, Japan. 33:375-380
- [7] Rittidech S. Terdtoon P. Murakami M. Kamonpet P. Jompakdee W. 2003. Correlation to predict heat transfer characteristics of a closed-end oscillating heat pipe at normal operating condition. Applied Thermal Engineering 23:497-510.
- [8] Rittidech S. Pipatpaiboon N. Terdtoon P. 2007. Heat transfer characteristics of a closed loop oscillating heat pipe with check valves. Applied Energy. 84:565-577.
- [9] Rittidech S. Meena P. Terdtoon P. 2008. Effect of evaporator lengths and ratio of check valves to number of turns on internal flow pattern of a closed loop oscillating heat pipe with check valves. American Journal of Applied Sciences. 3:184-188.

Output จากโครงการวิจัย

1. ได้ผลงานตีพิมพ์ในวารสารวิชาการนานาชาติ

1.1 **S. Rittidech**, N. Pipatpaiboon, P. Terdtoon. 2007. Heat transfer characteristics of a closed loop oscillating heat pipe with check valves. Applied Energy. 84:565-577. Impact factor 1.06

1.2 **S. Rittidech**, P. Meena, P. Terdtoon. 2008. Effect of evaporator lengths and ratio of check valves to number of turns on internal flow pattern of a closed loop oscillating heat pipe with check valves. American Journal of Applied Sciences. 3:184-188. Abstracted Index ISI.

2. การนำผลงานวิจัยไปใช้ประโยชน์

2.1 ด้านเชิงวิชาการ ได้ทำให้เกิดการพัฒนาการเรียนการสอนในระดับปริญญาตรี-เอก ซึ่งมีนักศึกษาที่จบการศึกษาจากการทำงานวิจัยเรื่องนี้จำนวน 5 คน โดยแยกเป็นปริญญาตรี 4 คน ปริญญาเอก 1 คน ซึ่งโครงการนี้ถือได้ว่าเป็นการนำเอาองค์ความรู้ใหม่ที่ได้ค้นพบนำมาประยุกต์ใช้งานจริง และนอกจากนี้ยังทำให้เกิดประโยชน์อย่างมากที่สุดกับวงวิชาการ คือ สามารถที่จะนำมาเขียนหนังสือเพิ่มเติมในหัวข้อเรื่อง "เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภทท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่ติดตั้งเซคิวลัว" เพื่อใช้ในการเรียน-สอน โดยยังไม่เคยมีใครเคยค้นพบและเขียนมาก่อน

ภาคผนวก

ผลงานการตีพิมพ์



Heat-transfer characteristics of a closed-loop oscillating heat-pipe with check valves

S. Rittidech ^{*}, N. Pipatpaiboon, P. Terdtoon

Faculty of Engineering, Mahasarakham University, 41/20 Khamriang Sub-District, Kantartawichai District, Mahasarakham 44150, Thailand

Available online 8 December 2006

Abstract

The heat-transfer characteristics of this system i.e. a CLOHP/CV, depend on the ratio of check valves (R_{cv}), aspect ratio (L_e/d_i) and the dimensionless parameters of the heat transfer. The CLOHP/CV used employed a copper tube with inner diameters of 1.77 and 2.03 mm. The evaporator, adiabatic and condenser lengths were equal to 50, 100 and 150 mm. The selected working fluids were water (H_2O), ethanol (C_2H_5OH) and R123 ($CHCl_2CF_3$) with a filling ratio of 50% of total volume. The number of turns was 40. The R_{cv} values were 20, 8, 5 and 4. The evaporator was heated by hot water, while the condenser section was cooled by distilled water. The inclination of the CLOHP/CV used in the experiments was 90° to the horizontal, with a controlled working-temperature of $50^\circ C$. When the system reached the steady state, the temperature and the flow rate of the cooling water were measured in order to calculate the heat-transfer rate of the CLOHP/CV. The experimental results showed that the heat-flux increases with an increase of R_{cv} and decreases with an increased aspect ratio. A correlation for predicting the heat-transfer rate for the heat-pipe in the vertical position has been established.

© 2006 Elsevier Ltd. All rights reserved.

Keywords: Closed-loop oscillating heat-pipe; Check valves; Heat -transfer characteristics

1. Introduction

When a heat-transfer device for a high heat-load is considered, it is realised that conventional heat-pipes have several limitations, such as the capillary limit when the diameter

^{*} Corresponding author. Tel.: +66 43 754316; fax: +66 43 754326.

E-mail address: S_rittidej@hotmail.com (S. Rittidech).

Nomenclature

A_o	outside surface area of condenser ($\pi D_o L_c n$) (m^2)
Bo	Bond number= $Di (g((\rho_l - \rho_v)/\sigma))^{0.5}$
C_p	specific heat capacity at constant pressure (kJ/kg K)
d	diameter (m)
Fr	Froude number = $Q^2/(\rho_v^2 h_{fg}^2 D^3 \sigma)$
g	gravitational acceleration (m/s^2)
h_{fg}	latent heat of vaporization (kJ/kg)
Ja	Jacob number= $(h_{fg})/C_p T_v$
Ku	Kutateladze number ($=q/\{h_{fg}\rho_v[\sigma_g(\rho_l - \rho_v)/\rho_v^2]^{1/4}\}$)
k	thermal conductivity (W/m K)
L	length (m)
L_c/d_i	aspect ratio
$\dot{m}$	mass flow per unit time (kg/s)
Pr_v	Prandtl number = $(\mu_v C_p)/k_v$
Q	heat-transfer rate (W)
q	heat-flux (W/m^2)
R_{cv}	ratio of check valves
T	temperature ($^{\circ}C$)
T_{in}	inlet temperature at condenser section ($^{\circ}C$)
T_{out}	outlet temperature at condenser section ($^{\circ}C$)
We	Weber number = $Q^2/(\rho_v h_{fg}^2 D^3 \sigma)$
ρ_v/ρ_l	ratio of vapour density to liquid density of the working fluid
μ	viscosity (Pa s)
ρ	density (kg/m^3)
σ	surface tension (N/m)

Subscripts

e	evaporator
i	inside
l	liquid
o	outside
v	vapour
90	inclination angles (degree)

of the pipe is narrow, and the entrainment limit [1]. This problem becomes especially crucial when using heat-pipes to cool electronic devices. Because of these limitations, three different types of long capillary tubes are commonly employed. The first is a closed-loop oscillating heat-pipe (CLOHP), which is connected at both ends of the tube to form a closed loop. The second is a closed - end oscillating heat-pipe (CEOHP), which is closed at both ends. The last is a closed-loop oscillating heat-pipe with a check valves (CLOHP/CV), as show in Fig. 1. The heat transfers of these OHPs occur because of the self-sustaining oscillatory flow by a vapour–liquid circulation cycle between the heating and cooling sections: latent heat is transferred. Under normal operating conditions, the liquid and

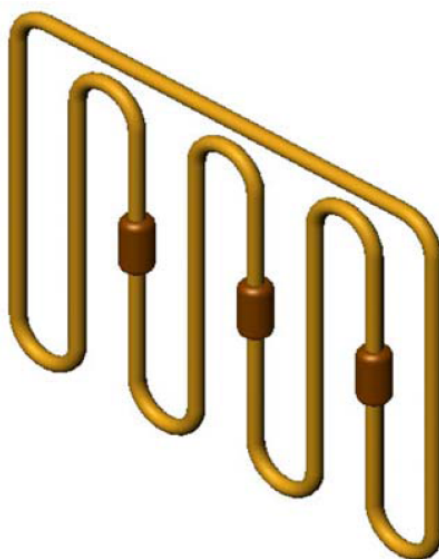


Fig. 1. Oscillating heat-pipes with check valves.

vapour are effectively separated into two parts with the liquid in the cooling regions and the vapour in the heating regions. The liquid forms U-shaped columns in individual turns and their oscillations form waves. Under such flow condition, the effective heat-transfer area is limited by the amplitude of the waves. When the amplitude of oscillatory flow is sufficient and the heat-transfer area is not included in the waves, effective working-fluid supply to the heat-transfer area cannot be obtained and heat-transfer cannot be maintained. This operating limit is peculiar to oscillating heat-pipes. However, the installation of check valves in the closed-loop eliminates this operating limit whereby a single-direction flow is imposed and the heat-transfer area is not restricted by the amplitude of the oscillatory flow. The advantages of a CLOHP/CV are its properties of transferring heat in any orientation, its quicker response, and its internal wickless structure. Miyazaki et al. [2] studied the oscillating heat-pipe including a check valve: under normal operating conditions, the liquid and vapour are effectively separated into two parts with the liquid in the cooling region and the vapour in the heating region. The liquid forms U-shaped columns in individual turns and their oscillations form waves. When the amplitude of oscillatory flow is insufficient and the heat-transfer area is not affected by the waves, an effective working-fluid supply to the heat-transfer area cannot be obtained and of the heat-transfer cannot be maintained. This operating limit is peculiar to oscillating heat-pipes. However, the installation of check valves in looped channels eliminates this operating limit, whereby single-direction flow is imposed and the heat-transfer area is not restricted by the amplitude of the oscillating flow [3]. Pipatpaiboon et al. [4] studied the effect of inclination angle, working fluid and number of check valves on the characteristics of heat-transfer in a closed – looped oscillating heat-pipe with check valves (CLOHP/CVs). Experiments were conducted to find out their effects on the heat-transfer rates of a copper CLOHP/CV with an inner diameter of 2.03 mm. The lengths of the evaporator, adiabatic and condenser sections were 5 cm. The total length of the CLOHP/CV was 15 m with 40 meandering turns. R123, ethanol and water were used as the working fluids with a

filling ratio of 50%. The number of check valves were 2, 5, 8 and 10. It was found, from experiment, that the values of the maximum heat-transfer rate ($Q_{\max}$) of the CLOHP/CV for R123, ethanol and water were 872, 635 and 585 W, respectively. The angle at which $Q_{\max}$ occurs was 90° , 80° and 0° , respectively. It can be seen that the check valves affected the heat-transfer characteristics of the CLOHP/CV such that with two check valves for R123 and ethanol, the values of $Q_{\max}/Q_0$ were 1.54 and 1.8, respectively. However, the five check valve system gave $Q_{\max}/Q_0$ as unity.

The heat-transfer characteristics of the CLOHP/CV are usually shown by its capability of transferring heat at 90° (i.e. in the vertical plane, when the condenser sections are over the evaporator section). However, there has been little previous experimental research undertaken on the heat-flux for the vertical position. It is, therefore, the objective of this research to investigate experimentally the following aspects of a CLOHP/CVs behaviour:

- To study the effects of the ratio of check valves, inner diameter of the tube, aspect ratios and the dimensionless parameters on the heat-transfer characteristics of a CLOHP/CV in the vertical position.
- Establish a correlation to predict the heat-transfer characteristics of a CLOHP/CV used in the vertical position.

2. Experimental set-up and procedure

2.1. Check valves

The check valve (see Fig. 2) is a floating type valve that consists of a stainless steel ball and copper tube, in which a ball stopper and conical valve seat are provided at the ends of the check-valves case: a conical valve seat is provided at the bottom of the case and ball stopper provided at the top of the case, respectively. The ball can move freely between the ball stopper and conical valve-seat. A conical valve seat contacts the stainless-steel ball in order to prevent a reversal of the flow of the working fluid. The ball stopper allows the working fluid to travel to the condenser section for transferring heat.

2.2. Experimental set-up

Figs. 3 and 4 show the experimental rig, which consists of a CLOHP/CV with a heating bath for the evaporator section and a cooling bath for the condenser section. The CLOHP/CV was made of copper tubes. The temperatures of the evaporator and condenser section were controlled at 80°C and 20°C , respectively. The data logger (Yokogawa DX 200 with $\pm 0.1^\circ\text{C}$ accuracy, 20 channel input and -200°C to 1100°C measurement temperature-range) was used with type K thermocouples (Omega with $\pm 1^\circ\text{C}$ accuracy) attached to the inlet and outlet of the cooling jacket, to monitor the temperatures. In order to calculate the heat-transfer characteristics using the calorific method, eight sets of thermocouple were attached to the outside surface wall of the CLOHP/CV and data were recorded. These were for three points on the evaporator, four points on the condenser and three points on the adiabatic section. A hot bath (TECHNE TE-10D with an operating range of -40°C to 120°C and $\pm 0.01^\circ\text{C}$ accuracy) was used to pump hot water into the heating jacket at the temperatures of 80°C . While the cold bath

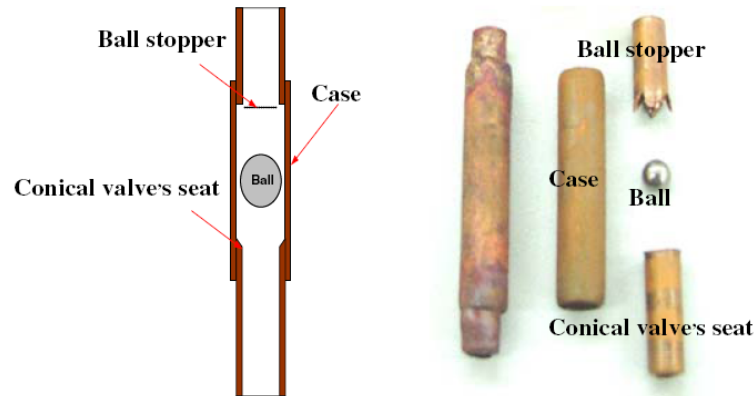


Fig. 2. Check valve.

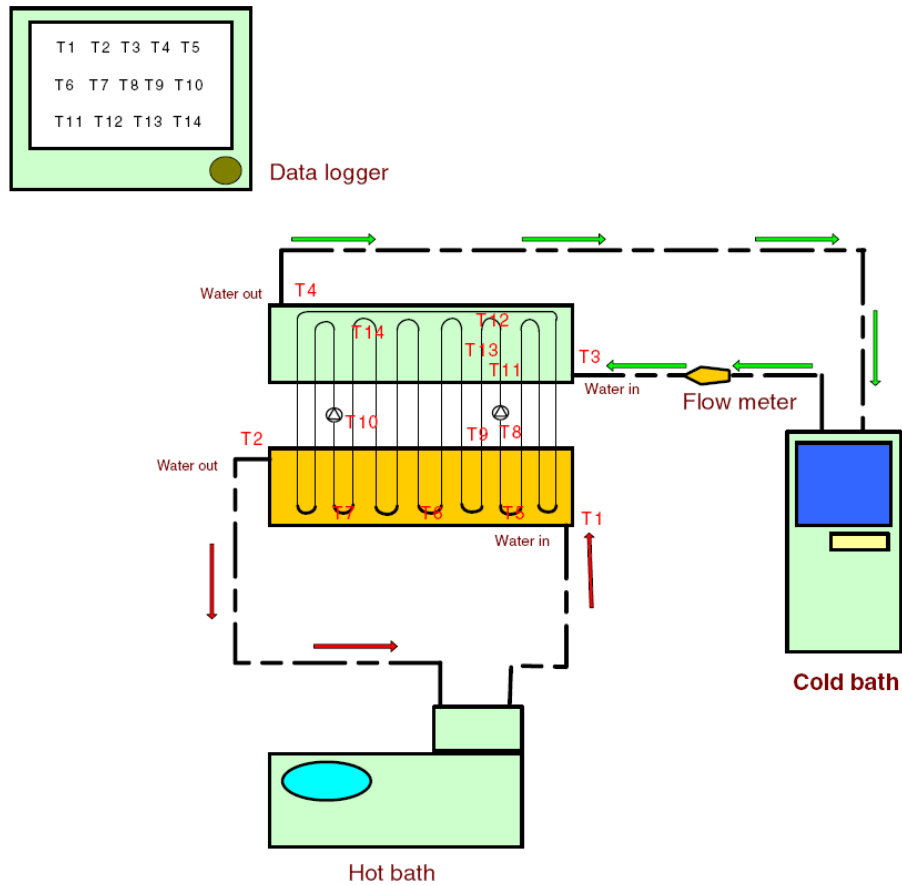


Fig. 3. Experimental set-up.

(EYELA CA-1111, volume 6.0 litres with an operating temperature range of -20 to $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ and $\pm 2\text{ }^{\circ}\text{C}$ accuracy) system was used to pump the cooling water into the cooling jacket. The inlet temperature of the cooling water was maintained at 20°C and the floating

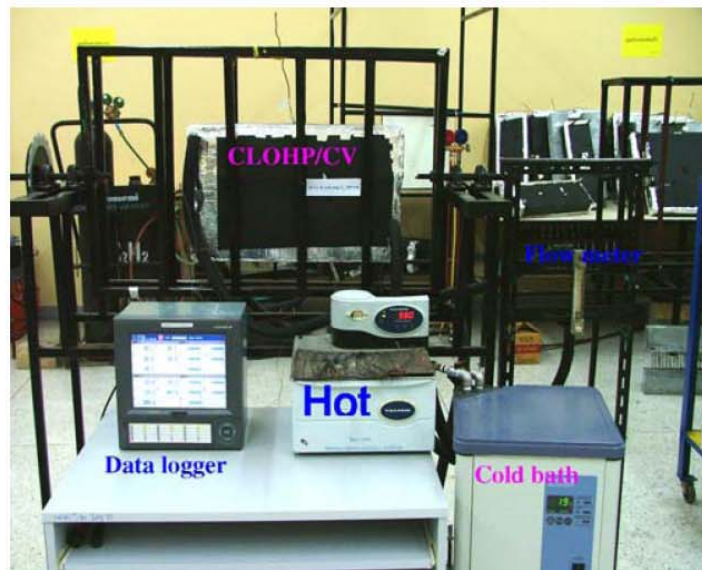


Fig. 4. The test rig.

rotameter (Platon PTF2 ASS-C for a flow rate of 0.2 litre/min – 1.5 litre/min) was used to measure the flow rate of the cooling medium. During the experiment, the mass-flow rate was set at 1.3 litres/min with the inclination at 90°. When a steady state was achieved, the temperature and flow rate of the cooling water were recorded. The following equations were used to calculate the heat-transfer rate of the test CLOHP/CV:

$$Q = \dot{m}C_p(T_{\text{out}} - T_{\text{in}}) \quad (1)$$

The controlled parameters were:

- working temperature = 50 °C.
- filling ratio = 50% (by total volume).
- number of turns = 40.
- 90 inclination to the horizontal.

The variable parameters were:

- working fluid = R123, ethanol or water.
- Ratio of check valves = 4, 5, 8, and 20 (i.e. number of turns divided by the number of check valves).
- tube inner diameter = 1.77 or 2.03 mm.
- aspect ratio (L_c/d_i) = 24, 28, 49, 56, 74 or 84.

3. Results and discussion

The rate of heat-transfer (Q) of the CLOHP/CV in the vertical position (see Figs. 5–15) was varied. Also

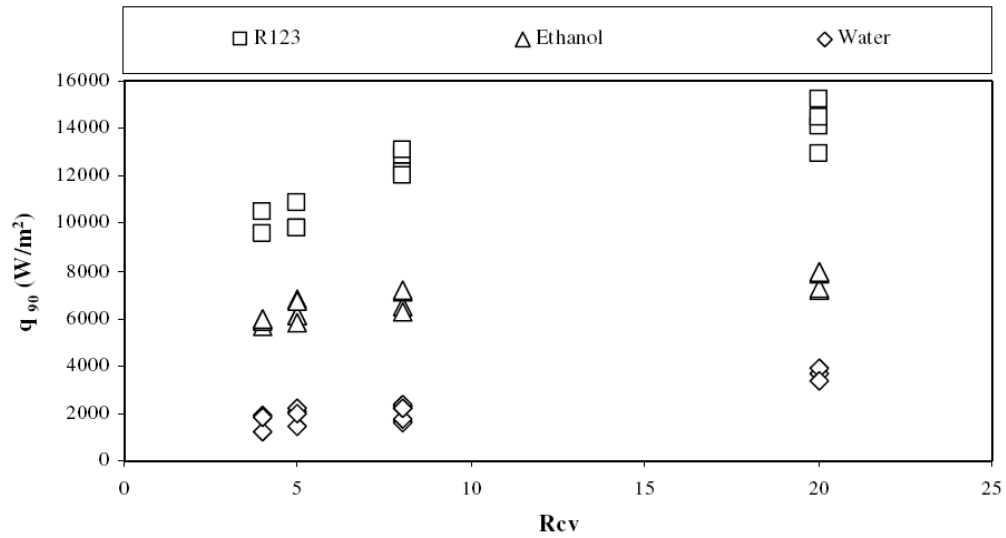


Fig. 5. Relationship of the ratio of check valves to heat flux of the CLOHP/CV.

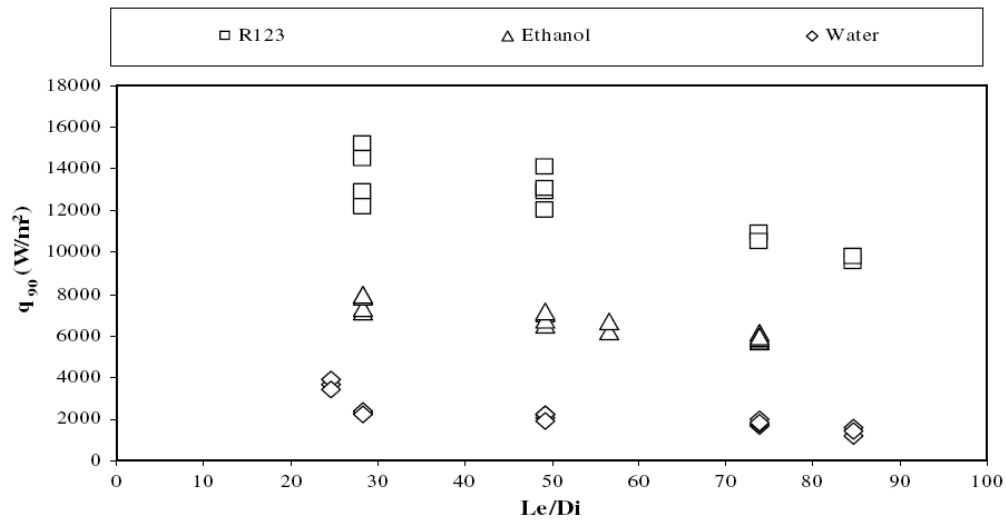


Fig. 6. Relationship of aspect ratio to heat flux of the CLOHP/CV.

$$q_{90} = \frac{Q_{90}}{A_o} \quad (2)$$

3.1. Effect of the ratio of check valves

In this experiment, the effect of ratio (R_{cv}) of the check valve on the heat-flux of a CLOHP/CV in a vertical position was considered. (see Fig. 5). The ratio of check valves is the number of turns divided by the number of check valves. This figure shows the relationship between R_{cv} and the heat-flux of a CLOHP/CV with 40 meandering

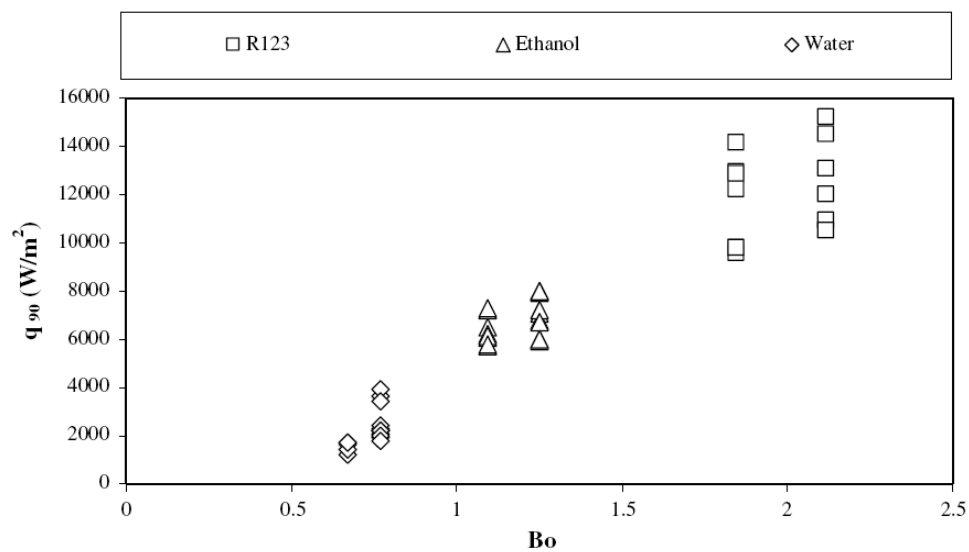


Fig. 7. Relationship of Bond number to heat flux of the CLOHP/CV.

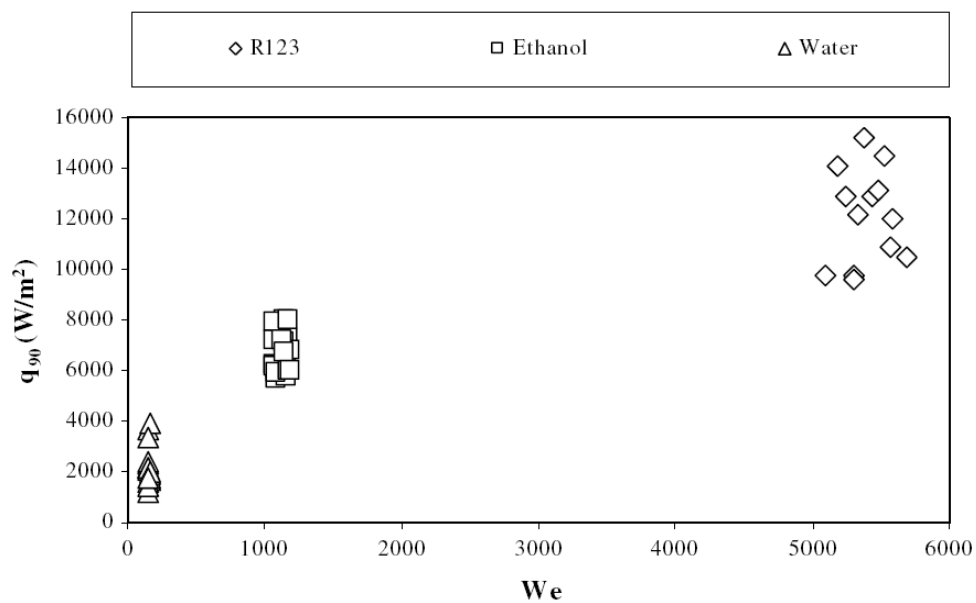


Fig. 8. Relationship of Weber number to heat flux of the CLOHP/CV.

turns: the number of check valves were 2, 5, 8 or 20, respectively. Various working fluids were used. The greater the ratio of check valves, the higher the heat-flux. The maximum heat-flux of each working fluid was obtained at the maximum ratio of check valves. This may be because, in this experiment, when the ratio of check valves increases (i.e. the number of check valves decreases), the effect of gravity on the ball of the check valves decreased.

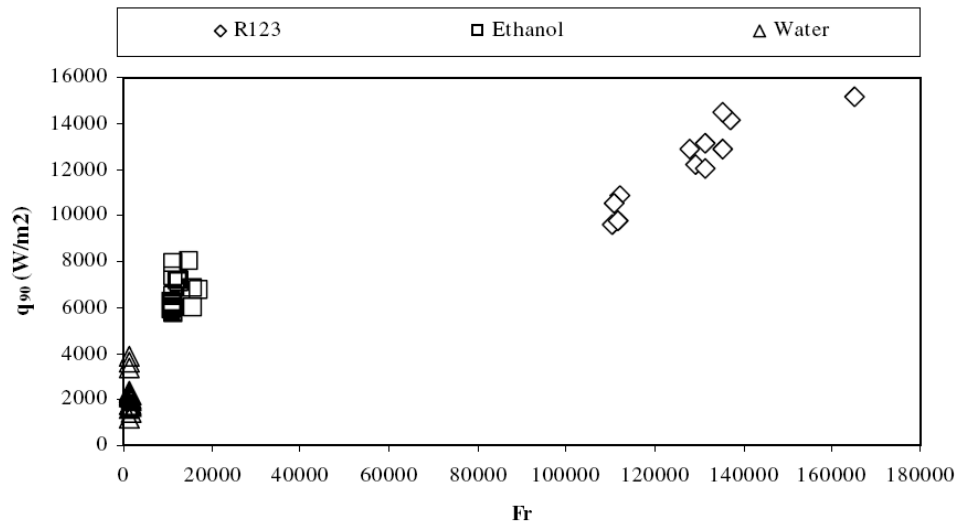


Fig. 9. Relationship of the Froude number to heat flux of the CLOHP/CV.

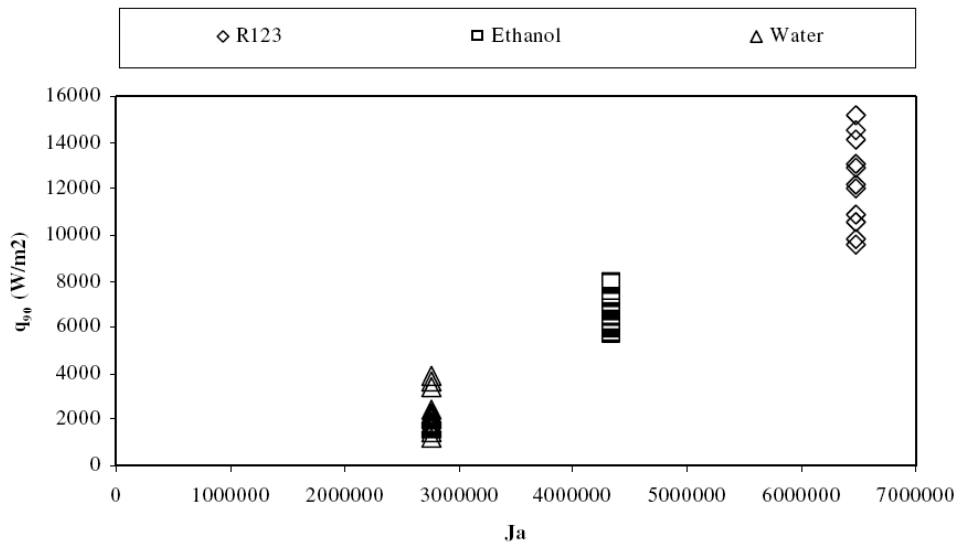


Fig. 10. Relationship of the Jacob number to heat flux of the CLOHP/CV.

3.2. Effect of aspect ratio

In this experiment, the evaporator, adiabatic and condenser sections were of equal length. This paper will concentrate on study the effect of aspect ratio (L_c/d_i) on heat-flux of a CLOHP/CV. Fig. 6, shows the relationship of the aspect ratio to the heat-flux of CLOHP/CV with an inner diameter of 1.77 or 2.03 mm, with 40 meandering turns; R123, ethanol or water was used as the working fluid, with a filling ratio of the 50% of the internal volume of the tube. It was seen that, the maximum heat-flux for each inner diameter was obtained at an aspect ratio L_c/d_i of 28. As the L_c/d_i increased from 24 to

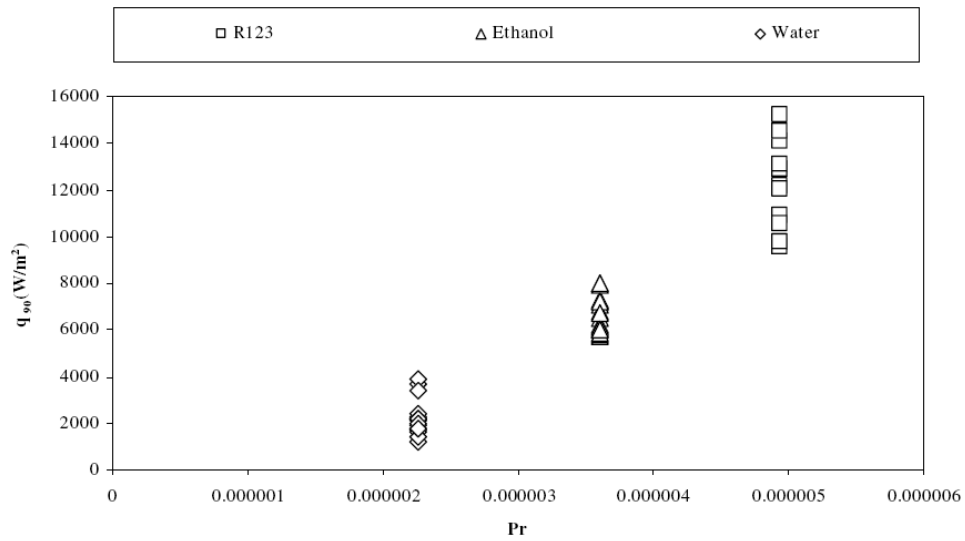
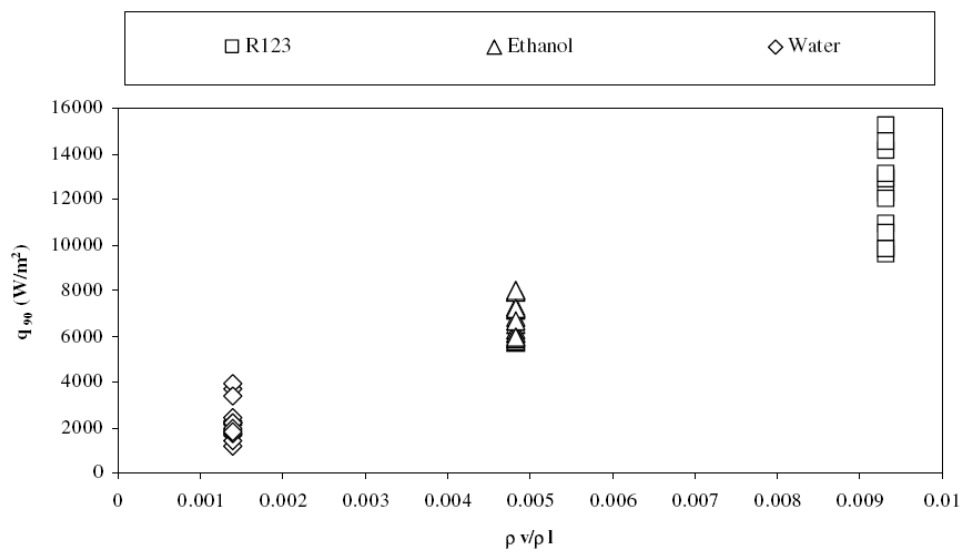


Fig. 11. Relationship of the Prandtl number to heat flux of the CLOHP/CV.

Fig. 12. Relationship of $\frac{[\mu_v]}{[\mu_l]}$ to the heat flux of the CLOHP/CV.

84, the heat-flux slightly decreased. At a high L_c/d_i , boiling ensued inside a confined channel and a low heat-flux occurs.

3.3. Effect of inner diameter

The Bond number is the ratio of buoyancy force to surface tension force. In this experiment, the effect of the Bond number (Bo) on the heat-flux of a vertical CLOHP/CV was considered. The experimental results indicate the effect of the Bond numbers on the heat-flux in Fig. 7: the inner diameter was either 2.03 or 1.77 and R123, ethanol or water was

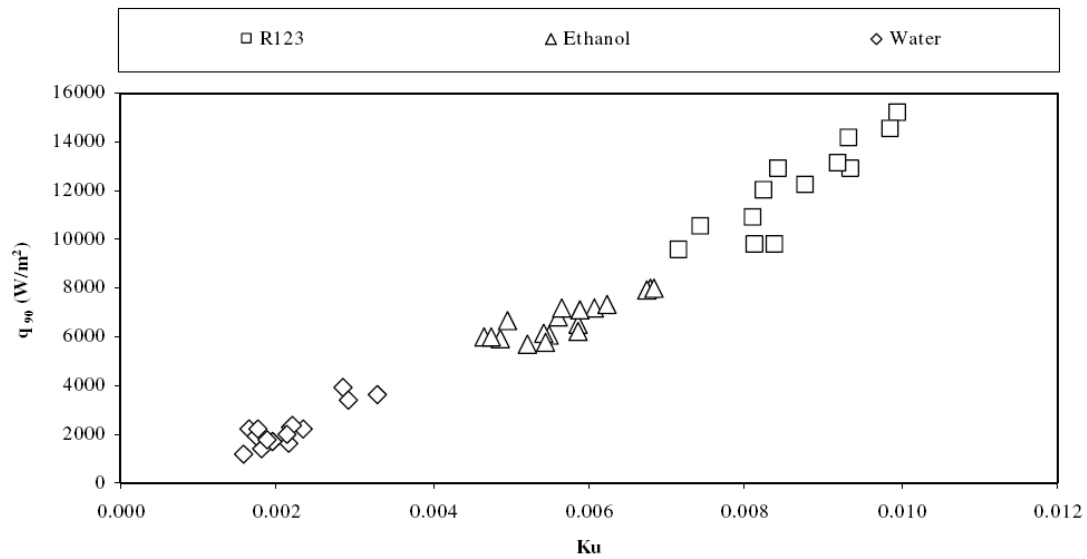
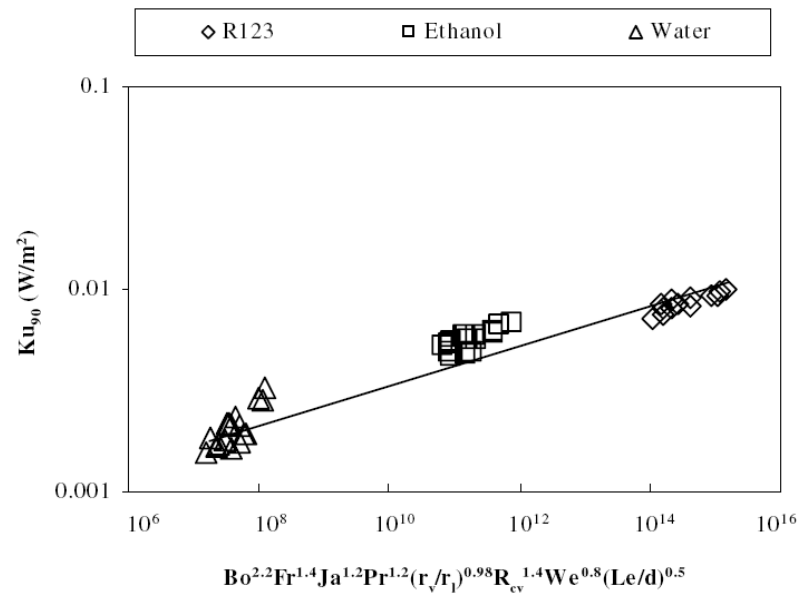
Fig. 13. Relationship of Ku to the heat flux of the CLOHP/CV.

Fig. 14. Solid line represents the correlation: $Ku_{90} = 0.0004[(Bo)^{2.2}(Fr)^{1.42}(Ja)^{1.2}(Pr)^{1.02}(\rho_v/\rho_l)^{0.98}(R_{cv})^{1.4}(We)^{0.8}(L_c/d_i)^{0.5}]^{0.107}$.

used as the working fluid. When the Bond number increased, the maximum heat-flux slightly increased.

3.4. Effects of dimensionless parameters

The dimensionless parameters, which may have an effect on the heat flux of the CLOHP/CV in the vertical mode include the ratio of the check valve (R_{cv}), aspect ratio

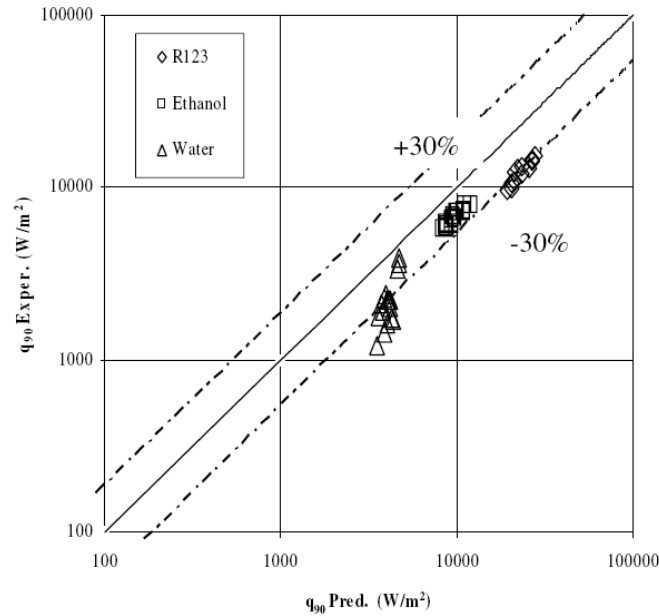


Fig. 15. Comparison of heat-flux measurements versus predictions.

(L_e/d_i), Bond number (Bo), Weber number (We), Froude number (Fr), Jacob number (Ja), Prandtl number (P_r), (ρ_v/ρ_l) and Kutateladze number (Ku). R_{cv} is the ratio of number of turns to number of check valves. L_e/d_i is the ratio of the evaporator length to the inner diameter of tube and is a characteristic of the geometry of a CLOHP/CV. Bo is the ratio of buoyancy force and surface tension force. We is the ratio of dynamic force to surface tension force. Fr is the ratio of dynamic viscosity to weight. We and Fr are important dimensionless parameters in a two-phase flow, which occurs in both the evaporator and the condenser sections of the CLOHP/CV. Counter-current interaction between the liquid and vapour flows inside a CLOHP/CV can be understood by means of these two parameters. P_r is the ratio of momentum diffusivity to the thermal diffusivity of the vapour. It represents convection heat-transfer in the tube and this may occur when the vapour bubble moves from the evaporator to the condenser. Ja is the ratio of sensible heat to latent heat of the working fluid. ρ_v/ρ_l is the ratio of vapour density to liquid density of the working fluid. Ku is the ratio of heat flux of a CLOHP/CV to the critical heat-flux of the working fluid. It represents the pool boiling of the working fluid in the evaporator sections of a CLOHP/CV, for the ratio of check valves, aspect ratio and inner diameter: it was found that the heat-transfer experimental results were scattered. However, We , Fr and Ku each had a linear relationship with the heat flux see Figs. 8, 9 and 13. The Bo versus heat flux pattern for all data is shown in Fig. 7. Furthermore, R_{cv} , L_e/d_i , Ja , P_r , and ρ_v/ρ_l had relationships to the heat flux of the CLOHP/CV as shown in Figs. 5, 6, 10, 11 and 12, respectively. Thus We , Fr , Ku , R_{cv} , L_e/d_i , Bo , Ja , P_r and ρ_v/ρ_l can be used to formulate a correlation for the heat flux of a CLOHP/CV in its vertical position. The important dimensionless parameters which have an effect on the heat flux of a CLOHP/CV in its vertical position are We , Fr , Ku , R_{cv} , L_e/d_i , Bo , Ja , P_r and ρ_v/ρ_l .

3.5. Correlation for the heat flux of the CLOHP/CV in its vertical position

The correlation of dimensionless parameters is shown in Fig. 14, i.e.

$$Ku_{90} = 0.0004 [Bo^{2.2} Fr^{1.42} Ja^{1.2} P_r^{1.02} (\rho_v/\rho_l)^{0.98} R_{cv}^{1.4} We^{0.8} (L_e/d_i)^{0.5}]^{0.107} \quad (3)$$

With a coefficient of determination of 0.91, Fig. 15 shows a comparison of heat flux from the experiment to heat-flux predictions from Eq. (3). The standard deviation (STD) of experimental heat-fluxes from the predictions of Eq. (3) is $\pm 30\%$. Thus Eq. (3) can be used to predict the heat flux of a CLOHP/CV in its vertical position.

4. Conclusion

From the result obtained, it can be concluded that:

- As the ratio of check valves increased, the heat-flux increased.
- As the aspect ratio increased, the heat-flux decreased.
- As the inner diameter increased, the heat-flux increased.
- $Ku_{90} = 0.0004 [Bo^{2.2} Fr^{1.42} Ja^{1.2} P_r^{1.02} (\rho_v/\rho_l)^{0.98} R_{cv}^{1.4} We^{0.8} (L_e/d_i)^{0.5}]^{0.107}$ was derived as a correlation for predicting heat-fluxes for the vertical heat-pipe.

Acknowledgement

This research has been supported generously by the Thailand Research Fund (Under Contract No. TRG4980005) and Higher Commission Education.

References

- [1] Maezawa S, Gi KY, Minamisawa A, Akachi H. Thermal performance of a capillary-tube thermosyphon. In: Proceedings of the ninth international heat-pipe conference, vol. 2, Albuquerque, USA; 1996. p. 791–5.
- [2] Miyazaki Y, Polasek F, Akachi H. Oscillating heat-pipe with check valves. In: Proceedings of the six international heat-pipe symposium, Chiang Mai, Thailand; 2000. p. 389–393.
- [3] Rittidech S, Terdtoon P, Murakami M, Kamonpet P, Jompakdee W. Correlation to predict heat-transfer characteristics of a closed-ended oscillating heat-pipe (CEOHP) under normal operating conditions. *Appl Therm Eng* 2003;23:497–510.
- [4] Pipatpaiboon N, Rittidech S, Sukna P, Suddee T. Effects of inclinations angle and number of check valves on heat-transfer characteristics of a closed-loop oscillating heat-pipe with check valves. In: Proceedings of the first international seminar on heat pipes and heat-recovery systems, Kuala Lumpur, Malaysia; 2004. p. 83–86.



Effect of Evaporator Lengths and Ratio of Check Valves to Number of Turns on Internal Flow Patterns of a Closed-Loop Oscillating Heat-Pipe With Check Valves

S. Rittidech P. Meena and P. Terdtoon

Faculty of Engineering, Mahasarakham University, Thailand, 44150

Abstract: A visualization study of the internal flow patterns of a closed-loop oscillating heat-pipe with check valves (CLOHP/CV) at normal operating condition for several evaporator lengths (L_e), and ratio of check valves to number of turns (Rcv) has been conducted. This article describes the effects of varying L_e and Rcv on flow patterns. The CLOHP/CV used a Pyrex glass tube with inside diameter of 2.4 mm. The evaporator length of 50 and 150 mm. (the lengths of evaporator, adiabatic and condenser were equal) were employed with 10 turns, with Rcv of 0.2 and 1. R123 was used as the working fluid with filling ratio of 50% of internal volume of tube. It was found that the internal flow patterns could be classified according to the L_e and Rcv as follows: At the high heat source when the L_e decreases the main flow changes from the bubble flow with slug flow to disperse bubble flow. The Rcv decreases the main flow changes from the disperse bubble flow with bubble flow to disperse bubble. When the velocity of slug increases, the length of vapor bubbles rapidly decreases and the heat flux rapidly increases.

Key words: Flow patterns, Closed-loop oscillating heat-pipe, Check valves

INTRODUCTION

Over the past few years, there has been rapid development of practical engineering solutions to a multitude of heating problems. Heat generated in micro-devices used in manufacturing and electronics require special solutions. Closed-looped oscillating heat-pipe with check valves (CLOHP/CV) in Fig. 1, is a very effective heat transfer device. Heat is transported from the evaporator to the condenser by the oscillation of the working fluid moving in an axial direction inside the tube. In this type of system the inner diameter of the pipe is important. It must be small enough so that under operation conditions liquid slugs and vapor plugs can be formed. If the diameter is too large, the liquid and vapor inside the tube will become stratified and operation cannot be established. In the tradition, closed-looped oscillating heat-pipe with check valves (CLOHP/CV), Akachi et al.^[1] has invented a new type of heat made of a capillary tube that has been applied to cool small electronic devices. This new type of heat pipe is called an oscillating heat pipe (OHP), and has the same basic operational principle as that of the oscillating movement of the fluid and phase change phenomena. The first one is a closed-end oscillating heat-pipe (CEOHP). In this type, a capillary tube is bent into many meandering turns and closed at both ends.

The second type is a closed-loop oscillating heat-pipe (CLOHP), which is connected at both ends of a tube to form close loop. The third type is a closed-loop oscillating heat-pipe with check valves (CLOHP/CV). This type is a closed loop oscillating heat-pipe connected the both ends of a tube to form a closed loop and has one or more check valves in the loop. Gi et al.^[2] conducted experiments with R142b by varying the fill ratios and inclination angles. A CEOHP with an ID of 2 mm and a total length of 80 mm was employed; it has 10 turns and working temperature of 45°. It was observed that the flow was unable circulate thoroughly. The heat transferred by driving force due to the oscillation between heating and cooling section. The internal oscillation occurred at a smaller inclination angle and a smaller fill ratio. Lee et al.^[4] conducted a visual study of the flow in a closed-loop oscillation heat pipe (CLOHP) with ethanol by varying in the inclination angles, fill ratios and working temperatures. A CLOHP with 4 turns and total length of 220 mm, and a high-speed camera operating at 400 frame/sec was used to the flow visualization test. The shutter speed was set to 1/2000 sec and a stroboscope was used as light source. The circulation of working fluid could not be clearly identified, and condensate returned to the evaporator section as a simple stratified or rivulet flow along the inner wall of channel. An oscillation of

Corresponding Author: S. Rittidech, Faculty of Engineering, Mahasarakham University, Khamriang Campus, Kantharawichai, Mahasarakham, 44150, Thailand

bubbles was caused by nucleate boiling and vapor oscillation. The most active oscillation was observed at the fill ratio of 40–60% and at inclination angle of 90 degrees. Miyazaki et al.^[6] studies the oscillating heat-pipe with check valves. It was found the CHOHP/CV, as a high efficiency heat transfer. Huo et al.^[5], investigated the boiling heat transfer in small diameter tubes. It was found that the experimental they categorize six flow patterns. These are dispersed bubble, bubble, Slug, churn, annular, and Mist flow. N. Pipatpaiboon et al.^[5] studies the effect of inclination angle working fluid and number of check vales on the characteristics of heat transfer in a closed-looped oscillating heat-pipe with check valves (CLOHP/CV). It was found the CHOHP/CV is equipped with 2 check valves; there is an increased interest by the heat transfer community into research in the transport phenomena in closed-loop oscillating heat-pipe with check valves (CLOHP/CV). The results of flow pattern were clear and informative; therefore results were recorded in the evaporator section, since there are two main phenomena occurring inside a CLOHP/CV, i.e., liquid slug and vapor slug counter-current flow phenomenon and boiling phenomenon. The inside phenomena of the CLOHP/CV may be predicted by using Le, and Rev. It is, therefore, the objective of this article to investigate the internal flow patterns of a closed-loope oscillating heat-pipe with check calves at normal operating condition.

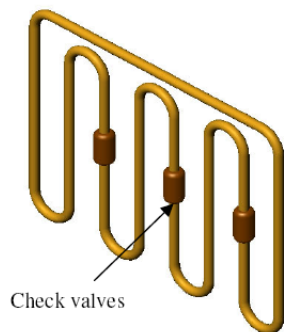


Fig 1: Closed-looped oscillating heat-pipe with check valves (CLOHP/CV)

Experimental setup and procedure: Fig. 2 (a, b). Shows the prototype. The check valve is a floating type valve that consists of a stainless ball and brass tube, in which ball stopper and conical valves seat are provided

at the ends, respectively. The ball can move freely between the ball stopper and the valves seat.

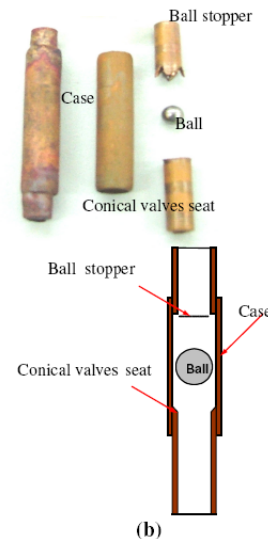


Fig 2: a, b Prototype of check valve

Fig. 3 shows an experimental setup which consists of a CLOHP/CV with the lengths of evaporator, adiabatic (which is equal to condenser sections) were 50 and 150 mm respectively. The selected CLOHP/CVs were made of Pyrex glass tubes with an internal diameter of 2.4 mm. The evaporator glass section was heated by a heater and was cooled by distilled water, which was circulated from a cold bath (EYELA CA-1111, volume of 6.0 l with an operating temperature range of -20 to 30°C with $\pm 2^{\circ}\text{C}$ accuracy) and then pumped into the cooling jacket. The mass flow rate inside the cooling jacket was measured with a floating Rota meter (Platon PTF2 ASS-C with a measure flow rate of 0.2 L/min to 1.5 L/min), while 4 points of thermocouples (OMEGA type K) were installed at the inlet and outlet of the condenser section to determine the heat transfer rate. The temperature probes were installed at 4 points on the high temperature aluminum plate of the evaporator and at 1 point for ambient to determine the heat loss. A temperature recorder (Yokogawa DX 200 with $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ accuracy, 20 channel input and -200°C to 1100°C measurement temperature range) was used with type K thermocouples (Omega with $\pm 1^{\circ}\text{C}$ accuracy) to monitor all temperatures at

specified times. Moreover, 2 points of thermocouples were installed at the middle position.

During the experiment the angle was set at 90 degrees from the horizontal plane. A video camera (Sony CCD-TR618E) was employed to continuously record the flow patterns at the evaporator section, condenser and adiabatic sections, and the total part of CLOHP/CV. A digital camera (DSC-S75) was used to record the flow patterns of the evaporator section at specified times. A scale was attached to the apparatus to measure the length and velocity of vapor bubbles. The controlled parameters were: tube internal diameter of 2.4 mm, and R123 working fluid at a temperature of 50°C. The variable parameters were: L_e of 50 and 150 mm (to observe the effect of L_e), ratios of check valves to number of turns (to observe the effect of R_{cv}), and the working temperatures of 47.5°C, 50°C and 52.5°C. The experiment was conducted as follows; Firstly, a CLOHP/CV was set into the test rig. The temperature of the heater and cold baths was set at the required value, and cold fluids were supplied to the jackets of the condenser section. After a steady state was reached, continuous movies were recorded by video cameras, while photographs were taken at specified times by a digital camera. In the meantime, temperature and heat transfer rates were monitored. Then the L_e and R_{cv} were varied according to the required conditions.

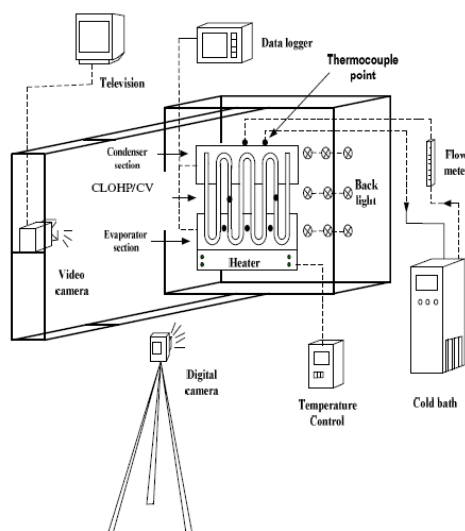


Fig. 3: Experimental setup.

RESULTS AND DISCUSSION

Visualization was focused at the evaporator section since the major phenomena occur in that part. The total flow, which cannot be presented in this paper, could, however, be observed by video movie. The vapor bubble length was measured as the length of the two ends of vapor at a specified time. The internal flow patterns at specific aspect ratios have been presented with respect to first, increasing the heater temperature. Second, a comparison of internal flow patterns at the same heat source temperature for all evaporator section lengths, filling ratios and ratios of check valves. It can be concluded from the experimental results as follows;

Effect of evaporator section lengths: The internal flow patterns are compared using the same number of turns (10) for 2.4 mm inner diameter, a filling ratio of 50% and ratios of check valves to number of turns of 0.2 as the evaporator section lengths increased from 50 mm to 150 mm. (to observe the effect of L_e). The temperature oscillations of the working fluid in adjacent tubes of the adiabatic section of the CLOHP/CV with the long and the short evaporator are presented in Fig. 4 and 5, respectively. Circulation of the working fluid in the CLOHP/CV system with all evaporators occurs in one fixed flow direction.

At evaporator section lengths of 50 mm: Figure 4 shows the internal flow patterns of the CLOHP/CV with a L_e of 50 mm at the vertical position. It can be observed that, at a relatively low heat source temperature (75-80°C) with a heat flux of 4.08 kW/m², dispersed bubble flow with very few nucleation sites appears, and bubble flow with more nucleation sites can be observed in the lower part of the evaporator. These vapor bubbles expand to the middle part of evaporator before moving up to the condenser part. The length of the vapor slug is approximately 0.0215 m. The velocity of vapor slug is 0.290 m/s. At a higher heat source temperature (85°C) with a heat flux of 4.57 kW/m², slug flow with very few nucleation sites appears and dispersed bubble flow with more nucleation sites can be observed in the lower part of the evaporator. Bubble flow dominates the middle and upper parts of evaporator. The length of the vapor slug is approximately 0.0096 m. The velocity of the vapor slug is 0.294 m/s. It can be stated that patterns of the dispersed bubble and bubble flows dominate at L_e of 50 mm.

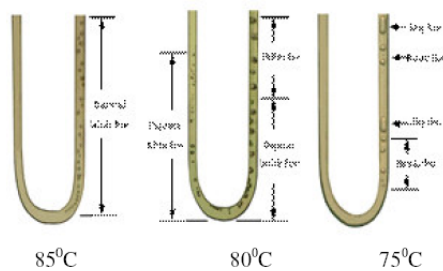


Fig. 4: Internal flow patterns of CLOHP/CV at L_e of 50 mm.

At evaporator section lengths of 150 mm: Figure 5 shows the inside flow patterns of the CLOHP/CV with a L_e of 150 mm at the vertical position. It can be observed that, at a relatively low heat source temperature (75-80°C) with a heat flux of 1.85 kW/m², bubble flow with very few nucleation sites appears and slug flow with more nucleation sites can be observed in the lower part of the evaporator. Slug and annular flows dominate the middle and upper parts of the evaporator. These vapor slugs expand to the middle part of evaporator before moving up to the condenser part. The length of the vapor slug is approximately 0.0194 m. The velocity of vapor slug is 0.281 m/s. At a higher heat source temperature (85°C) with a heat flux of 2.13 kW/m², bubble flow with more nucleation sites can be observed in the lower part of the evaporator. Bubble and slug flows dominate the middle and upper parts of the evaporator, annular flow slightly occurs. The length of the vapor slug is approximately 0.0154 m. The velocity of vapor slug is 0.404 m/s. It can be stated that patterns of the bubble and slug flows dominate at L_e of 150 mm.

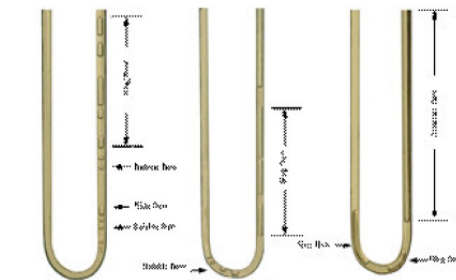


Fig. 5: Internal flow patterns of CLOHP/CV at L_e of 150 mm.

Effect of ratios of check valves to number of turns:

The internal flow patterns are compared for the same number of turns (10) at 2.4 mm inner diameter, filling ratios of 50% and evaporator section lengths of 50 mm as the ratios of check valves to number of turns of 0.2 increased from 0.2 to 1 (to observe the effect of R_{cv}).

At ratios of check valves to number of turns 0.2: Figure 6 shows the internal flow patterns of the CLOHP/CV with the R_{cv} of 0.2 at the vertical position. It can be observed that, at a relatively low heat source temperature with a heat flux of 4.08 kW/m², dispersed bubble flow with very few nucleation sites appears and bubble flow with more sites can be observed in the lower part of the evaporator. These vapor bubbles expand to the middle part of evaporator before moving up to the condenser part. The length of the vapor slug is approximately 0.0215 m. The velocity of vapor slug is 0.290 m/s. At a higher heat source temperature with a heat flux of 4.57 kW/m², slug flow with very few nucleation sites appears, and dispersed bubble flow with more nucleation sites can be observed in the lower part of the evaporator. Bubble flows dominate the middle and upper parts of evaporator. The length of slug and annular flows is approximately 0.0096 m. The velocity of the vapor slug is 0.294 m/s. It can be stated that patterns of the dispersed bubble and bubble flows dominate at R_{cv} of 0.2.

At ratio of check valve to number of turns of 1:

Figure 7 shows the inside flow patterns of the CLOHP/CV with the R_{cv} of 1 at the vertical position. It can be observed that at a relatively low heat source temperature, with a heat flux of 2.47 kW/m², slug flow with more nucleation sites appears in the lower part of the evaporator. While slug and annular flows dominate the middle and upper parts of the evaporator, slight bubble flow occurs. The length of the vapor slug is approximately 0.0125 m. The velocity of vapor slug is 0.214 m/s. At a higher heat source temperature with a heat flux of 2.76 kW/m², bubble flow with more nucleation sites can be observed in the lower part of evaporator. The length of the vapor slug is approximately 0.0161 m. The velocity of vapor slug is 0.112 m/s. It can be stated that patterns of the bubble and slug flow dominate at R_{cv} of 1.

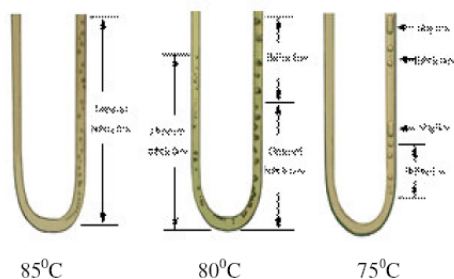


Fig. 6: Internal flow patterns of CLOHP/CV at Rcv of 0.2

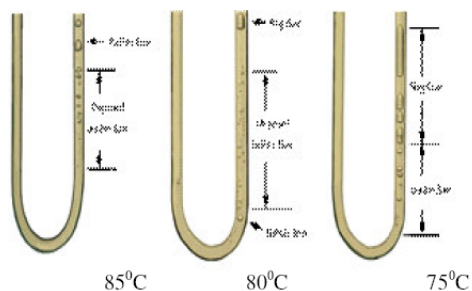


Fig. 7: Internal flow patterns of CLOHP/CV at Rcv of 1

CONCLUSIONS

In this experimental for internal flow patterns of a closed-loop oscillating heat pipe with check valves under normal operating conditions, it can be concluded as follows:

The evaporator section length decreases from 150 mm to 50 mm. The main flow changes from a bubble flow with slug flow to a dispersed bubble flow for the high heat source. When the velocity of slug increases, the length of vapor slug rapidly decreases and the heat flux rapidly increases.

The ratio of check valves to number of turns decreases from 1 to 0.2. The main flow changes from the dispersed bubble flow with bubble flow to disperse bubble flow for the high heat source. When the velocity of slug increases, the length of vapor bubbles rapidly decreases and the heat flux rapidly increases.

ACKNOWLEDGEMENTS

The research has been supported generously by the Thailand Research Fund (Under Contract No. TRG4980005). The authors would like to express their sincere appreciation for all of the support provided.

REFERENCES

1. Akachi H., Polasek F., and Stulc P., 1996. Pulsating heat pipe, in Proceedings of the 5th International Heat Pipe Symposium, Australia, pp. 208-217.
2. Gi K., Sato F., and Maesawa S., 1999. Flow visualization experimental on oscillating heat pipe, in Proceeding of the 11th International Heat Pipe Conference, Musashinoshi Tokyo, Japan, pp.149-153.
3. Pitpatpaiboon N., Rittidech S., Sukna P., and Suddee, T., 2004. Effect of inclination angle working fluid and number of check valves on the heat transfer characteristics of a closed-looped oscillating heat pipe with check valves, in Proceedings of the 1th International Seminar on Heat Pipe and Recovery Systems, Malaysia, pp. 58-61.
4. Lee W., Jung H., and Kim J., 1999. Flow Visualization of oscillating capillary tube heat pipe, in Proceeding of the 1th International Heat Pipe Conference, Musashinoshi Tokyo, , pp. 131-136.
5. Huo X., Chen L., Tian, Y. S., and Karayiannis T. G., 2004. Flow boiling and flow regimes in small diameter tubes, Applied Thermal Engineering, 24:1225-1239.
6. Miyazaki Y., Polasek S., and Akachi H., 2000. Oscillating heat pipe with check valves, in Proceeding of the 6th International Heat Pipe Symposium, Chiang Mai, Thailand, pp. 389-393.

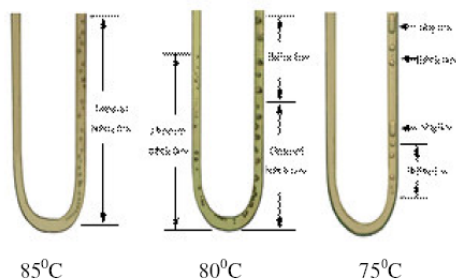


Fig. 6: Internal flow patterns of CLOHP/CV at Rcv of 0.2

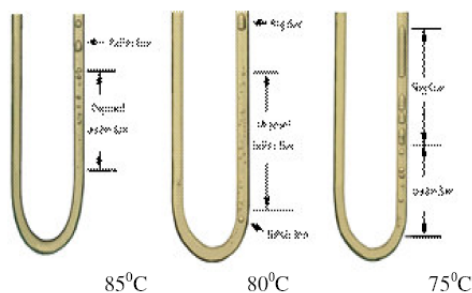


Fig. 7: Internal flow patterns of CLOHP/CV at Rcv of 1

CONCLUSIONS

In this experimental for internal flow patterns of a closed-loop oscillating heat pipe with check valves under normal operating conditions, it can be concluded as follows:

The evaporator section length decreases from 150 mm to 50 mm. The main flow changes from a bubble flow with slug flow to a dispersed bubble flow for the high heat source. When the velocity of slug increases, the length of vapor slug rapidly decreases and the heat flux rapidly increases.

The ratio of check valves to number of turns decreases from 1 to 0.2. The main flow changes from the dispersed bubble flow with bubble flow to disperse bubble flow for the high heat source. When the velocity of slug increases, the length of vapor bubbles rapidly decreases and the heat flux rapidly increases.

ACKNOWLEDGEMENTS

The research has been supported generously by the Thailand Research Fund (Under Contract No. TRG4980005). The authors would like to express their sincere appreciation for all of the support provided.

REFERENCES

1. Akachi H., Polasek F., and Stulc P., 1996. Pulsating heat pipe, in Proceedings of the 5th International Heat Pipe Symposium, Australia, pp. 208-217.
2. Gi K., Sato F., and Maesawa S., 1999. Flow visualization experimental on oscillating heat pipe, in Proceeding of the 11th International Heat Pipe Conference, Musashinoshi Tokyo, Japan, pp.149-153.
3. Pitpatpaiboon N., Rittidech S., Sukna P., and Suddee, T., 2004. Effect of inclination angle working fluid and number of check valves on the heat transfer characteristics of a closed-looped oscillating heat pipe with check valves, in Proceedings of the 1th International Seminar on Heat Pipe and Recovery Systems, Malaysia, pp. 58-61.
4. Lee W., Jung H., and Kim J., 1999. Flow Visualization of oscillating capillary tube heat pipe, in Proceeding of the 1th International Heat Pipe Conference, Musashinoshi Tokyo, , pp. 131-136.
5. Huo X., Chen L., Tian, Y. S., and Karayiannis T. G., 2004. Flow boiling and flow regimes in small diameter tubes, Applied Thermal Engineering, 24:1225-1239.
6. Miyazaki Y., Polasek S., and Akachi H., 2000. Oscillating heat pipe with check valves, in Proceeding of the 6th International Heat Pipe Symposium, Chiang Mai, Thailand, pp. 389-393.

