

## บทที่ 4

### การทดลองและวิเคราะห์ผล

#### 4.1 การทดสอบ Transient response

วัตถุประสงค์ในการทดสอบ Transient response คือ

1. ยืนยันสมรรถนะการตอบสนองของ CLHP ที่ได้สร้างขึ้น
2. ศึกษาปริมาณของไหลใช้งานที่เหมาะสมกับ CLHP ที่สร้างขึ้น
3. ศึกษาลักษณะการจัดวางตำแหน่งที่เหมาะสมในการใช้งาน ฮีตไพป์แบบไหลครบวงจรที่ใช้ในการทดสอบอย่างละเอียด คือ CLHP Type B ซึ่งทำด้วยแก้ว

##### 4.1.1 วิธีการทดสอบหาปริมาณของไหลใช้งานที่เหมาะสม

หลังจากทำความสะอาดภายใน CLHP เสร็จแล้ว ก็จะดำเนินการทดสอบตามขั้นตอนต่อไปนี้

1. ในครั้งแรกสุดเติมของไหลใช้งานจากบิวเรต 1.0 ซม.<sup>3</sup>
2. นำ CLHP ที่เติมของไหลใช้งานแล้วไปใส่อากาศ และก๊าซที่ละลายอยู่ในของไหลใช้งานออก โดยจุ่มช่วงการระเหยลงในน้ำมันร้อน 125 ซ. ที่ความลึก 8 ซม. เป็นเวลา 3 นาที
3. ปิดผนึกท่อเติมยางชั่วคราว โดยใช้อุปกรณ์บีบสายยาง
4. ทำให้เย็นจนมีอุณหภูมิเท่ากับอุณหภูมิห้อง
5. นำไปทดสอบโดยการจุ่มช่วงการระเหยลงในน้ำมันร้อน 125° ซ ที่ความลึกคงที่ แล้วจับเวลา ตั้งแต่เริ่มจุ่มลงในน้ำมัน จนกระทั่งเวลาที่แถบวัดอุณหภูมิ (70°ซ) เปลี่ยนสี, บันทึกปริมาตรของของเหลวใช้งานและเวลาที่จับได้ (ทดสอบการจับเวลา 3 ครั้ง เพื่อหาค่าเฉลี่ย)

6. เปิดท่อเติมเทของเหลวใช้งานทิ้ง แล้วปฏิบัติตามกรรมวิธีข้อ 2-5 ใหม่ โดยเพิ่มปริมาตรของของเหลวใช้งาน ขึ้นครั้งละ 0.5 ซม.<sup>3</sup>

#### 4.1.2 วิธีการทดสอบอิทธิพลของมุมเอียงของช่วงการระเหย

การหาเวลาตอบสนอง (Response time) ที่เป็นฟังก์ชันกึ่งของมุมเอียงจะกระทำพร้อมกันไปกับการหาปริมาตรของไหลใช้งานที่เหมาะสม โดยดำเนินการตามกรรมวิธี 1-6 ควบคู่ไปกับการปรับมุมเอียงของ CLHP

#### 4.1.3 ข้อมูลและการวิเคราะห์ผลการทดสอบ Transient response

ตารางที่ 4.1 แสดงผลการทดสอบ CLHP Type B เมื่อวางช่วงการระเหยอยู่ในแนวระดับ (แกนวัดเปลี่ยนสีที่ 70° ซ.) ตารางนี้ชี้ให้เห็นผลที่ปริมาตรของเหลวใช้งาน ที่ใส่ไว้ตอนสร้างฮีตไพป์มีต่อเวลาตอบสนองของฮีตไพป์

ตารางที่ 4.2 แสดงผลการทดสอบ CLHP Type B เมื่อวางช่วงการระเหยที่มุมเอียง 5°, 10°, 15°, 20° และ 25° และผลที่ปริมาตรของเหลวใช้งานมีต่อเวลาตอบสนองของฮีตไพป์ที่ได้เช่นกัน



ตารางที่ 4.1 ผลการทดสอบเวลาตอบสนองของ CLHP ต้นแบบที่ 2 โดยที่ช่วงการระเหยวางอยู่ในแนวระดับ

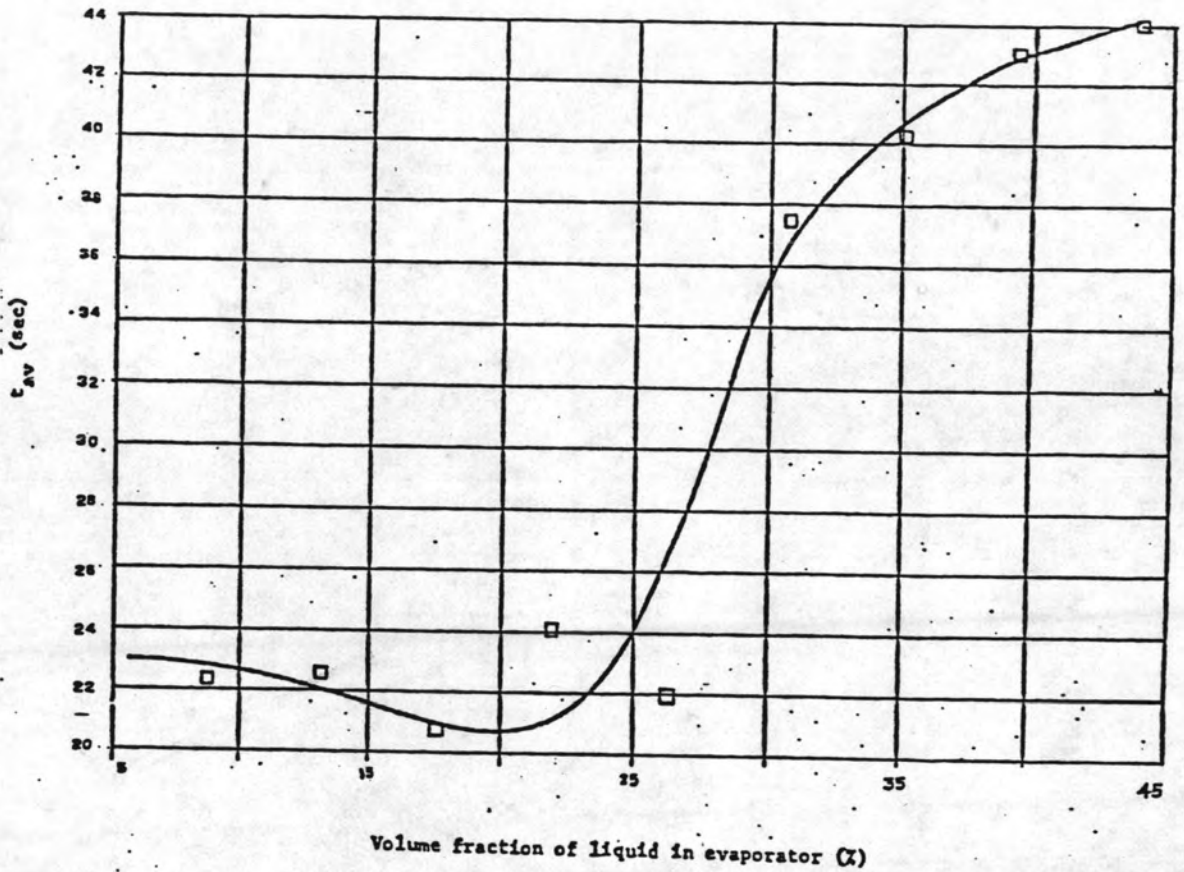
ปริมาตรของ ของเหลวใช้งาน (cm <sup>3</sup> )	Fraction of Working Fluid in Evaporator (%)	พื้นที่ผิวอิสระ ของการระเหย* (cm <sup>2</sup> )	พื้นที่ผิวเปียก ด้านข้างของ ช่วงการระเหย (cm)	เวลาที่แถบวัตถุทงมี เปลี่ยนสี(sec)				เวลา เฉลี่ย (sec)
				t <sub>1</sub>	t <sub>2</sub>	t <sub>3</sub>	t <sub>4</sub>	
1.0	8.97	11.64	12.97	22.5	22	22	23	22.4
1.5	13.45	13.04	15.00	23	22.4	23	22	22.6
2.0	17.94	13.95	16.71	20	22	20	21	20.8
2.5	22.42	14.78	18.23	25	24	23	24.5	24.1
3.0	26.91	15.27	19.67	22	21	22	23	22
3.5	31.39	15.77	20.96	40	35	40	35	37.5
4.0	35.87	16.09	22.20	41	42	38	40	40.3
4.5	40.36	16.35	23.41	43	43	43	43	43
5.0	44.84	16.43	24.68	35	42	45	44	44

\*พื้นที่ผิวสูงสุดของช่วงการระเหยในกรณีนี้ คือ 16.51 cm<sup>2</sup>

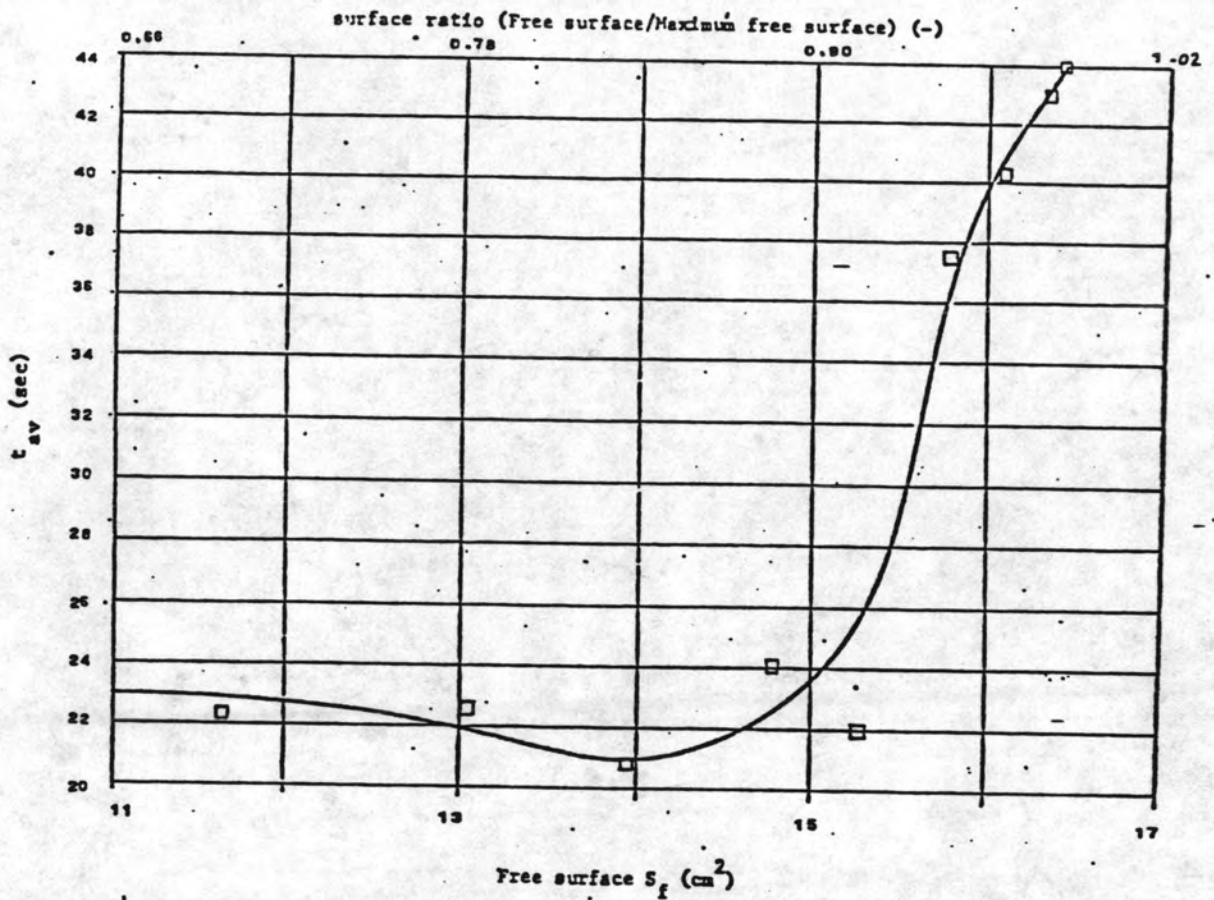
ตารางที่ 4.2 ผลการทดสอบเวลาตอบสนองของ CLHP ต้นแบบที่ 2 ที่มุมเอียง  
ต่างๆ

VOL. OF WORKING FLUID (cm <sup>3</sup> )	Volume fraction of working fluid in evaporator (%)	$\theta=5^\circ$				$\theta=10^\circ$				$\theta=15^\circ$				$\theta=20^\circ$				$\theta=25^\circ$			
		TIME $t_1$ (sec)				TIME $t_1$ (sec)				TIME $t_1$ (sec)				TIME $t_1$ (sec)				TIME $t_1$ (sec)			
		$t_1$	$t_2$	$t_3$	$t_{av}$	$t_1$	$t_2$	$t_3$	$t_{av}$	$t_1$	$t_2$	$t_3$	$t_{av}$	$t_1$	$t_2$	$t_3$	$t_{av}$	$t_1$	$t_2$	$t_3$	$t_{av}$
1.0	8.97	44	45	46	45.00	45	40	42	42.33	52	45	48	48.33	53	56	54	54.33	57	54	56	55.67
1.5	13.45	39	35	38	37.33	35	33	33	33.67	25	23	24	24.00	26	24	26	24.67	26	27	24	25.67
2.0	17.94	31	27	29	29.00	37	35	36	36.00												
2.5	22.42	33	31	32	32.00	41	40	39	40.00												
3.0	26.91	32	34	32	32.67																
3.5	31.39	48	40	42	43.33																
4.0	35.87																				
4.5	40.36																				
5.0	44.84																				

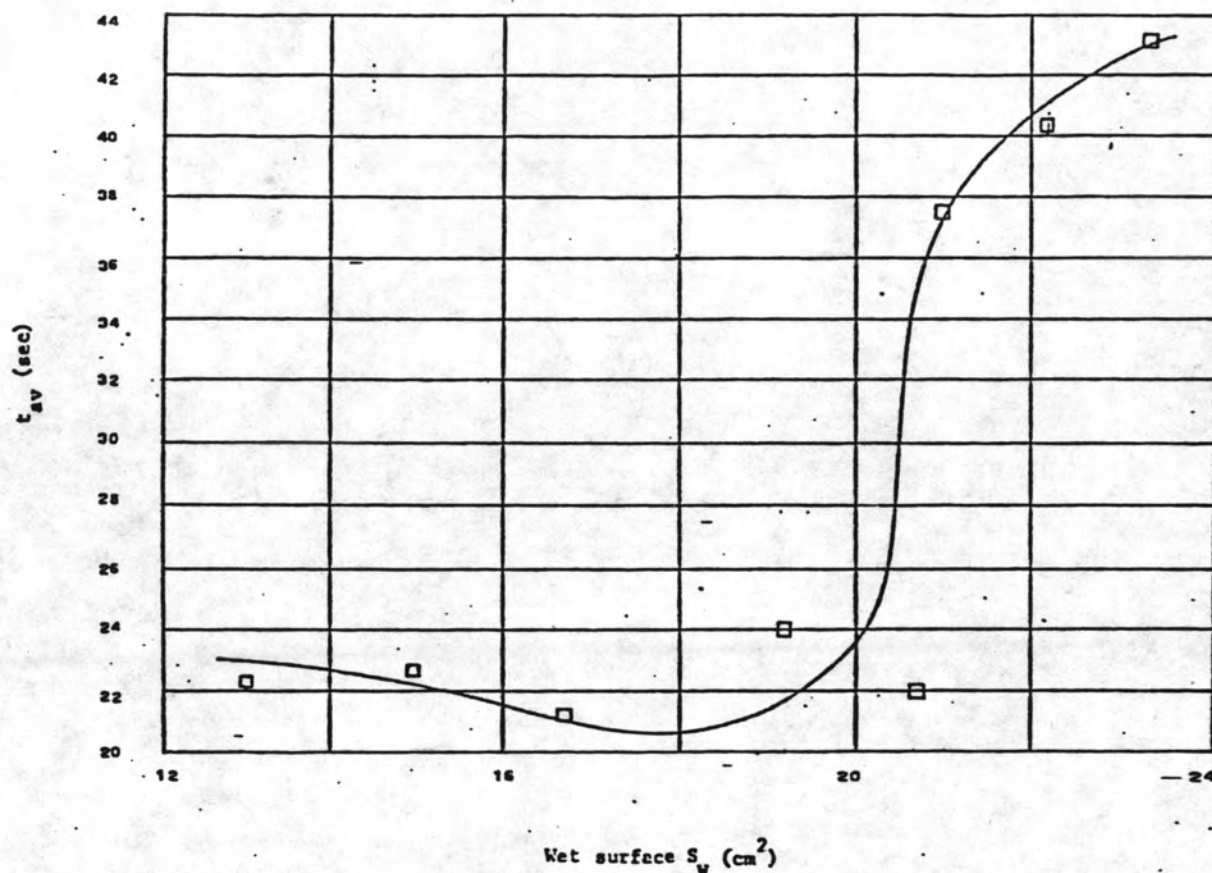
หมายเหตุ ไม่ทำงานหมายถึง แก๊สวัดอุณหภูมิไม่เปลี่ยนสีภายในเวลา 120 วินาที นับตั้งแต่เริ่มให้ความร้อนกับช่วงการระเหย



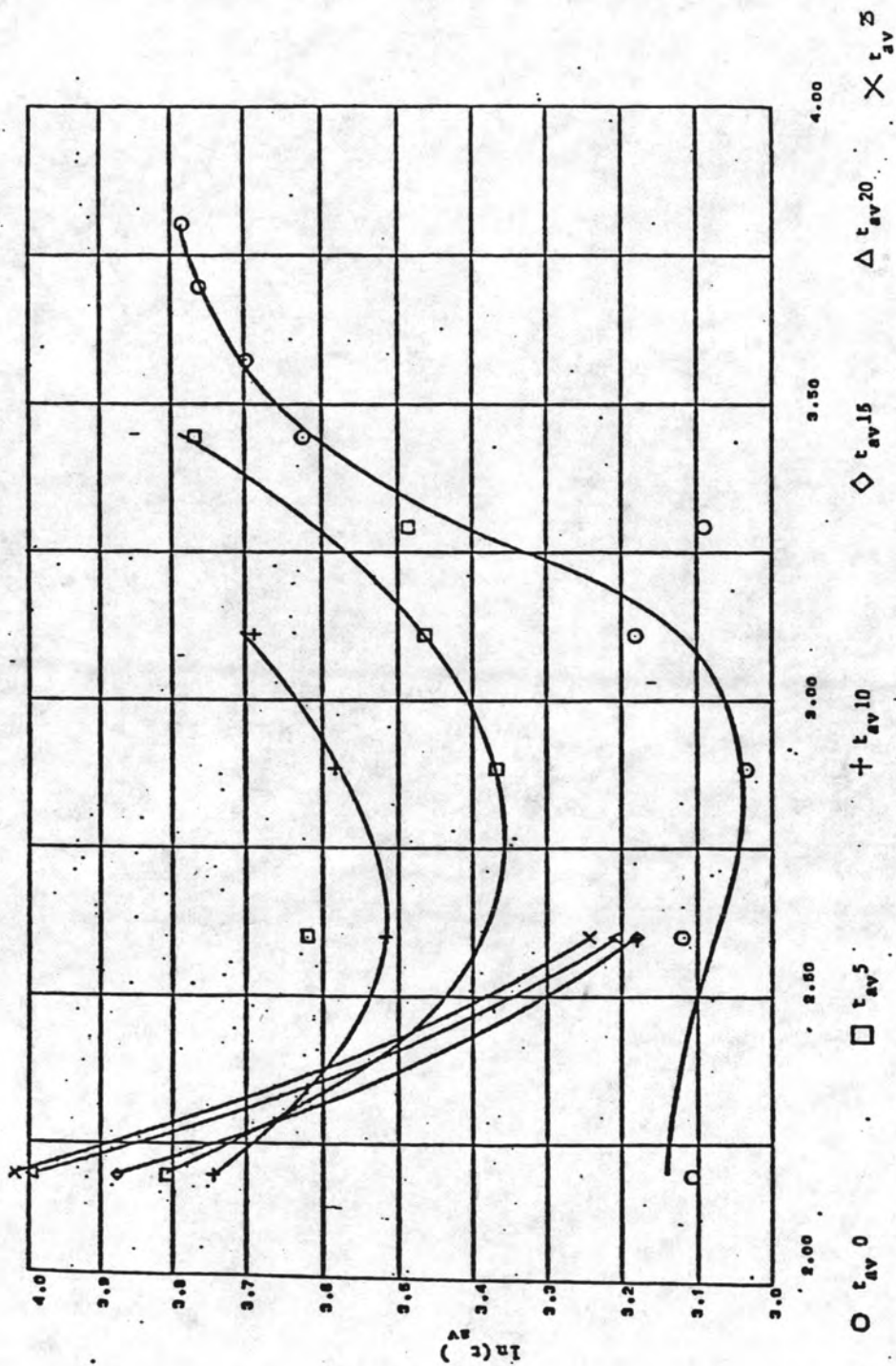
รูปที่ 4.1 ความสัมพันธ์ระหว่างเวลาเฉลี่ยที่ใช้ในการเพิ่มอุณหภูมิของช่วงการควบแน่นจนถึง 70 ซี (t<sub>av</sub>) กับ volume fraction (Volume of working fluid/total volume of evaporator section) ของของเหลวในช่วงการควบแน่น (ช่วงการระเหยอยู่ในแนวระดับ, CLHP Type B)



รูปที่ 4.2 ความสัมพันธ์ระหว่างเวลาเฉลี่ยที่ใช้ในการเพิ่มอุณหภูมิของช่วงการควบแน่นจนถึง 70 ซ (๕๖) กับพื้นที่ผิวการระเหยของของไหลใช้งานในช่วงการระเหย (ช่วงการระเหยอยู่ในแนวระดับ, CLHP Type B)

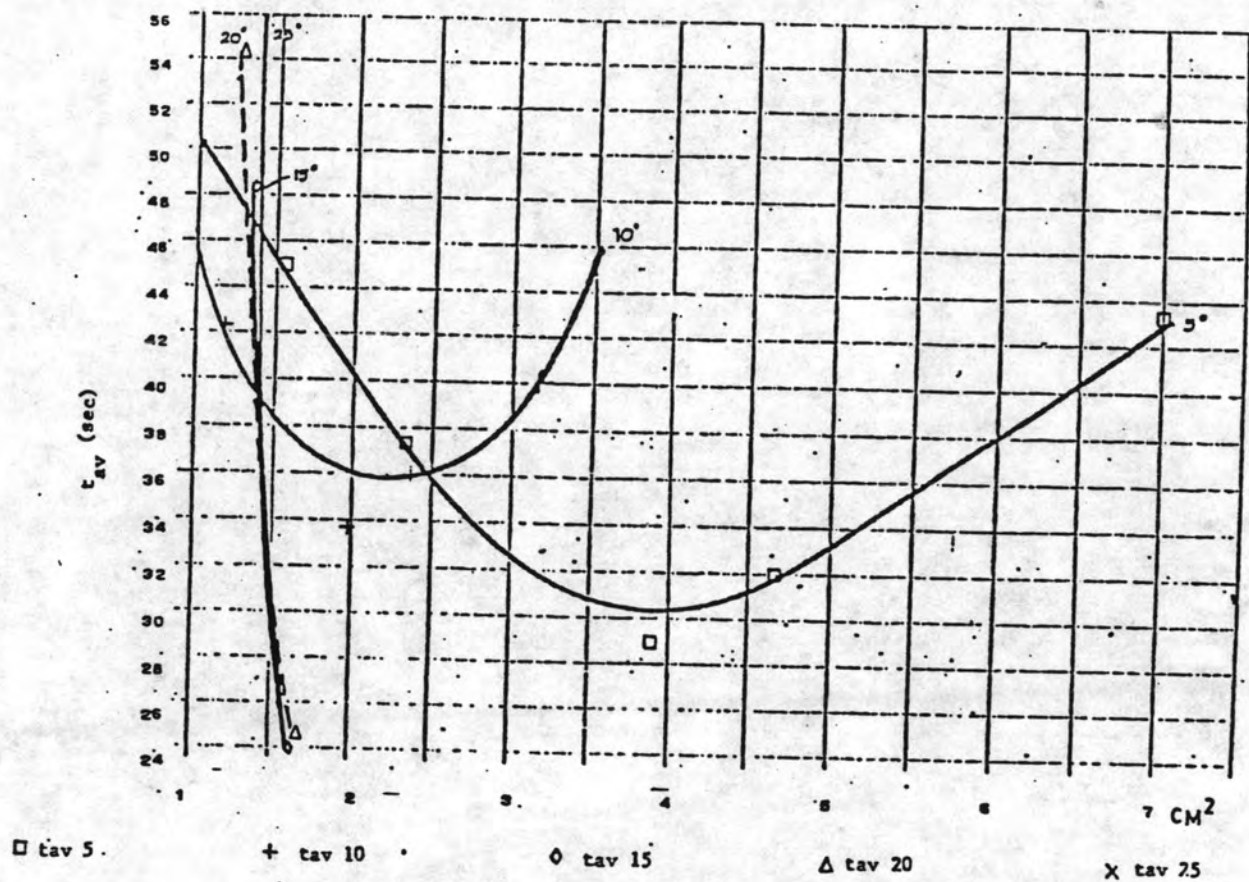


รูปที่ 4.3 ความสัมพันธ์ระหว่างเวลาเฉลี่ยที่ใช้ในการเพิ่มอุณหภูมิของช่วงการควบแน่นจนถึง 70 ช (๒๖) กับพื้นที่ผิวเปียกของช่วงการระเหย (ช่วงการระเหยอยู่ในแนวระดับ, CLHP Type B)



รูปที่ 4.4 ความสัมพันธ์ระหว่าง  $c_{sv}$  และ volume fraction ในสเกลของ natural logarithm ที่คู่ เมื่อวางช่วงการรบกวนของฮีทไฟน์แบบไหลครบวงจรที่มีเมเยียงต่าง ๆ (CLHP Type B)





รูปที่ 4.5 ความสัมพันธ์ระหว่าง  $t_{av}$  กับพื้นที่ผิวการระเหยของของไหลใช้งาน เมื่อวางช่วงการระเหยของฮีทไปป์แบบไหลครบวงจร ที่มุมเอียงต่างๆ (CLHP Type B)

- ก. การวิเคราะห์ผลการทดสอบ (CLHP Type B) เมื่อช่วงการระเหยอยู่ในแนวระดับ

รูปที่ 4.1 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเวลาเฉลี่ยที่ใช้ในการเพิ่มอุณหภูมิของช่วงการควบแน่นจนถึง 70 ช. กับสัดส่วนเชิงปริมาตร (Volume fraction) ของของเหลวใช้งานในช่วงการระเหย ส่วนรูปที่ 4.2 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเวลาเฉลี่ยดังกล่าวกับพื้นที่ผิวอิสระของของเหลว ทั้งรูปที่ 4.1 และ 4.2 นี้เป็นกรณีที่วางช่วงการระเหยอยู่ในแนวระดับ

รูปที่ 4.1 ชี้ให้เห็นว่าปริมาตรของเหลวใช้งานที่เติมไว้ตอนสร้างฮีตไพป์ต้นแบบที่ 2 นี้มีผลน้อยต่อค่าของ  $t_{\text{sub}}$  ที่ได้จากการทดลอง ปรากฏที่ Volume fraction ( $\epsilon_L$ ) มีค่าน้อยกว่า 30% แต่ถ้าค่าของ  $\epsilon_L$  สูงกว่า 30% ขึ้นไปแล้ว ค่าของ  $t_{\text{sub}}$  จะเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว อนึ่ง รูปที่ 4.1 ยังแสดงด้วยว่าในกรณีนี้ (ช่วงการระเหยอยู่ในแนวระดับ) อาจจะมี Volume fraction ที่ทำให้  $t_{\text{sub}}$  มีค่าต่ำสุดคือ  $(\epsilon_L)_{\text{opt}}$  ประมาณ 20% ข้อสรุปเดียวกันนี้ก็สามารถได้มาจากรูปที่ 4.2 ด้วย

สาเหตุที่  $t_{\text{sub}}$  เพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว เมื่อ  $\epsilon_L$  มีค่าสูงกว่า 30% ทั้งๆที่พื้นที่ผิวอิสระ  $A_f$  และพื้นที่ผิวเปียก  $A_w$  เพิ่มขึ้นนั้น บอกให้เราทราบว่า ตัวแปรที่สำคัญอีกตัวหนึ่งในการกำหนดเวลาที่ใช้เพิ่มอุณหภูมินั้น คือความสะดวกของไอที่เกิดขึ้นในการไหลไปถึงช่วงการควบแน่น เหตุที่เป็นเช่นนี้เพราะแถบวัดอุณหภูมิจะเปลี่ยนสีได้โดยไม่ต้องการใช้ความร้อนมากมายในการเพิ่มอุณหภูมิของผนังท่อบริเวณนั้น นั่นคือ ถ้าไอไหลมาถึงได้ยิ่งเร็วเท่าใด เวลา  $t_{\text{sub}}$  ก็จะสั้นลงเท่านั้น แต่เพื่อให้ไอที่เริ่มเกิดขึ้น สามารถไหลออกจากช่วงการระเหยได้อย่างสะดวกนั้น ช่องว่างเหนือผิวของเหลวในช่วงการระเหยจะต้องมีปริมาตรเพียงพอที่จะไม่กีดขวางการไหลของไอที่เริ่มเกิดขึ้นนั้น จากการทดลองปรากฏว่า ช่องว่างนี้จะต้องมีมากกว่า 70% ของปริมาตรของช่วงการระเหยทั้งหมด (นั่นคือ  $\epsilon_L < 30\%$ )

สิ่งสำคัญที่ต้องเข้าใจให้ถูกต้องคือ ค่า  $t_{\text{sub}}$  เป็นเพียงดัชนีชี้บอก transient response (transient behavior) ของฮีตไพป์เท่านั้น แต่

ไม่ได้บอกว่าฟลักซ์ความร้อน (heat flux) ที่สภาวะคงที่ (steady state) จะมีมากหรือน้อยเพียงไร เมื่อ  $\varepsilon_L$  ค่าต่างกัน ด้วยเหตุนี้ ค่า  $(\varepsilon_L)_{opt}$  ที่ทำให้  $\tau_{nv}$  ต่ำสุดนี้ อาจไม่ใช่ค่าเดียวกับที่ทำให้ฟลักซ์ความร้อนนี้มีค่าสูงสุดก็ได้ ผู้วิจัยคาดว่า ตัวแปร  $A_r$  และ  $A_w$  (หรืออัตราส่วน  $A_r/A_w$ ) จะมีบทบาทสำคัญไม่น้อยกว่า  $\varepsilon_L$  ในการกำหนดฟลักซ์ความร้อนสูงสุดในสภาวะคงที่นี้ ประเด็นดังกล่าวนี้ เป็นสิ่งที่จะต้องศึกษาเพิ่มเติมในโอกาสต่อไป

- ข. การวิเคราะห์ผลการทดสอบ เมื่อช่วงการระเหยทำมุม 5 , 10 , 15 , 20 , และ 25 กับแนวระดับ (CLHP Type B)

รูปที่ 4.4 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเวลาเฉลี่ยที่ใช้ในการเพิ่มอุณหภูมิของช่วงการควบแน่นจนถึง 70 ซ. กับสัดส่วนเชิงปริมาตร (Volume fraction) ของของเหลวใช้งานในช่วงการระเหยเมื่อวางช่วงการระเหยที่มุมเอียงต่างๆ โดยพล็อตในสเกลของล็อกการิทึมธรรมชาติ (Natural-Logarithm) ทั้งคู่ ส่วนรูปที่ 4.5 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง  $\tau_{nv}$  กับพื้นที่ผิวการระเหยของของไหลใช้งาน โดยวางช่วงการระเหยที่มุมเอียงต่างๆ เช่นกัน

จากรูปที่ 4.4 และรูปที่ 4.5 จะเห็นได้ว่า เวลา  $\tau_{nv}$  น้อยสุดที่ต้องใช้ในการเพิ่มอุณหภูมิของช่วงการควบแน่นให้ถึงค่าที่กำหนด (70 ซ.) สำหรับแต่ละค่าของมุมเอียงนั้น จะมากกว่าค่า  $(\tau_{nv})_{opt}$  ของกรณีที่วางช่วงการระเหยอยู่ในแนวระดับเสมอ นอกจากนี้ เมื่อมุมเอียงของช่วงการระเหยมีค่าเพิ่มขึ้น ความรวดเร็วในการถ่ายเทความร้อนของฮีทไพป์แบบไหลครบวงจรจะเลวลงอย่างเห็นได้ชัด สาเหตุที่สำคัญเชื่อว่าเป็นเพราะช่องว่างเหนือผิวเกิดช่วงคอคอดขึ้น (ช่วงพื้นที่หน้าตัดของช่องว่างมีขนาดเล็กที่สุด) เมื่อเริ่มเพิ่มมุมเอียงจากแนวระดับ และเมื่อมุมเอียงสูงถึงค่าหนึ่งแล้ว ช่วงคอคอดนี้จะเล็กสุด นั่นคือ เกิดย่านที่ของไหลใช้งานอยู่เต็มพื้นที่หน้าตัดของช่วงการระเหย ผลก็คือ การไหลของไอที่เกิดขึ้นไปยังช่วงการควบแน่นจะช้าลงอย่างมาก ผลกระทบของมุมเอียงดังกล่าวนี้ จะตรงข้ามกับฮีทไพป์ไร้วิกส์แบบธรรมดา (14) สิ่งที่น่าสนใจได้ชัดในกรณีที่วางมุมเอียงก็คือ จะมี อัตราส่วนเชิงปริมาตร (Volume fraction)  $(\varepsilon_L)_{opt}$  สำหรับมุมเอียงน้อยๆ แต่ละมุม และค่า  $(\varepsilon_L)_{opt}$  นี้จะลดลง เมื่อมุมเอียงมีค่าสูงขึ้น

จากการทดสอบดังกล่าวข้างต้นนี้สามารถสรุปประเด็นที่สำคัญได้ดังนี้

1. ในแง่ของ  $t_{\text{sub}}$  แล้วปริมาตรที่เติมของเหลวใช้งานจะมีปริมาณที่เหมาะสมที่สุด คือ ประมาณ 20 % ของปริมาตรท่อของช่วงการระเหย
2. ในแง่ของ  $t_{\text{sub}}$  เช่นกัน อีกทั้งไรวีวิกต์แบบไหลวงจรปิด จะทำงานได้ดีที่สุดเมื่อวางช่วงการระเหยอยู่ในแนวระดับ (ข้อสรุปที่ 2 นี้ คาดว่าจะเป็นจริงในแง่ของประสิทธิภาพความร้อนสำหรับ CLHP Type B ด้วย)

#### 4.2 การทดสอบสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนที่สภาวะคงที่ (Steady-State Heat Flow Test)

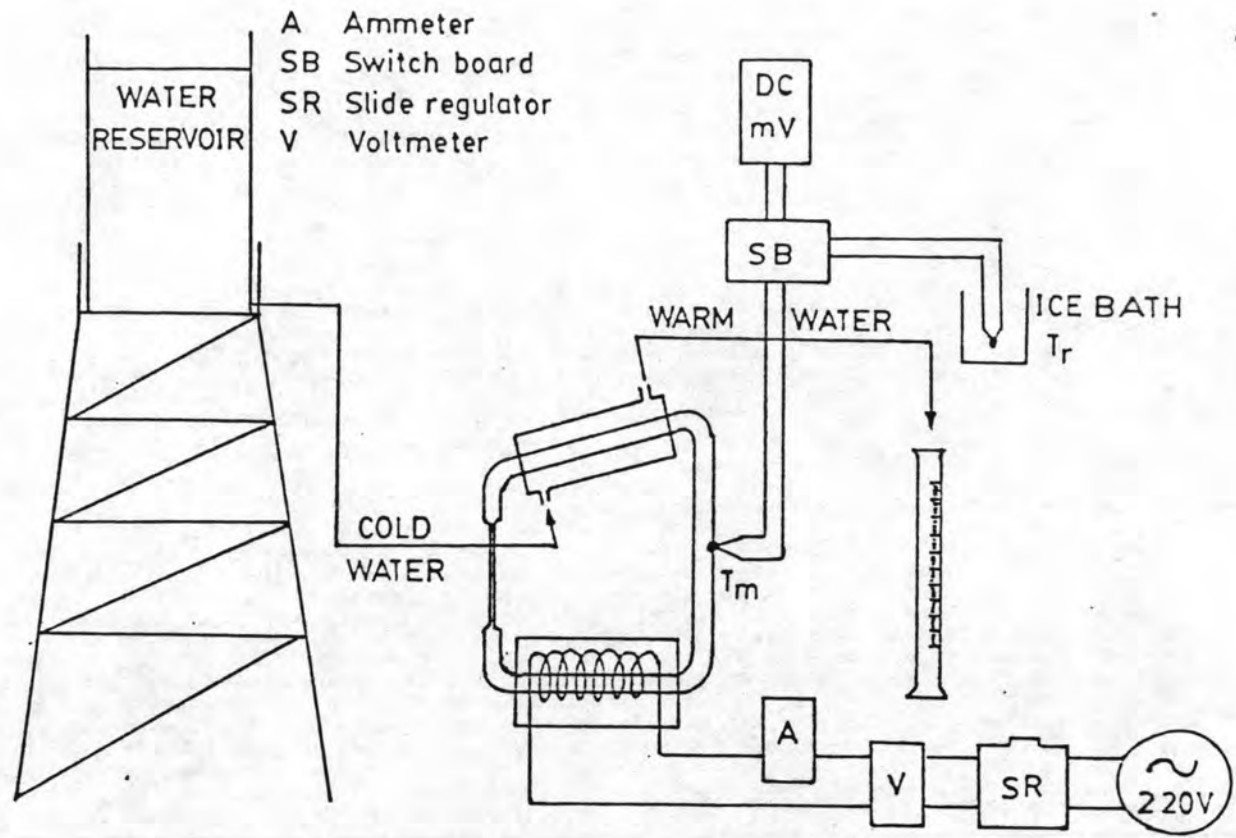
##### 4.2.1 วัตถุประสงค์

1. ศึกษาอิทธิพลของ อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็น
2. ศึกษาอิทธิพลของมุมวาง
3. วัดสภาพการนำความร้อนเชิงประสิทธิผล ( $\lambda_{\text{eff}}$ ) ของ CLHP ที่สร้างขึ้น
4. ศึกษาลักษณะการกระจายของอุณหภูมิที่ผนังท่อ
5. หาขีดจำกัดในการถ่ายเทความร้อน

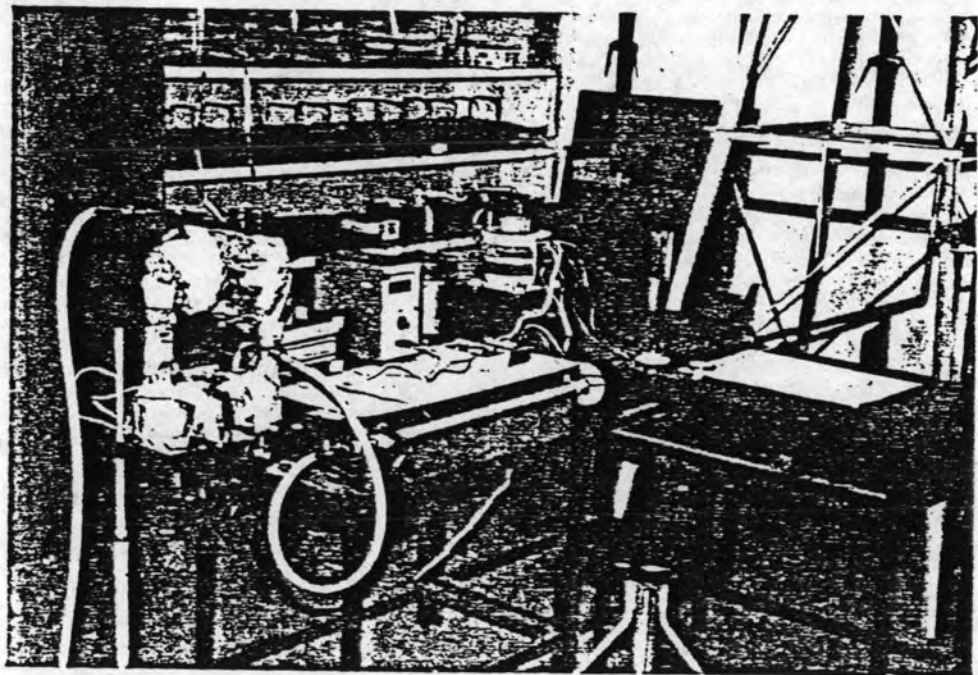
##### 4.2.2 อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบ

1. อุปกรณ์วัดอุณหภูมิ
2. เตาให้ความร้อน (หัวข้อ 3.8)
3. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (หัวข้อ 3.7)

รายละเอียดของอุปกรณ์ทดสอบ พร้อมทั้งข้อมูลที่จำเป็นเกี่ยวกับการทดสอบมีแสดงไว้ในรูป 4.6 และ 4.7



รูปที่ 4.6 รายละเอียดของอุปกรณ์ทดสอบสมรรถนะที่สภาวะคงที่ของ CLHP



รูปที่ 4.7 ภาพถ่ายของอุปกรณ์ทดสอบสมรรถนะที่สภาวะคงที่ CLHP

#### 4.2.3 ขั้นตอนการทดสอบ

หลังจากติดตั้ง CLHP เข้ากับอุปกรณ์ทดสอบลมรุดณะเรียบร้อยแล้ว การทดสอบแบ่งเป็นขั้นตอนดังนี้

1. ปรับมุมเอียง ( $\theta$ ) ของช่วงการระเหย ให้ได้มุมที่ต้องการ ศึกษา
2. ควบคุมอัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำที่ไหล เข้า-ออก ช่วงควบแน่นให้มีอัตราคงที่สม่ำเสมอ
3. ปรับกำลังไฟฟ้าที่ป้อนขดลวดความร้อนให้ได้ค่าที่ต้องการ รอ ประมาณ 1-3 ชั่วโมง จนแน่ใจว่าระบบได้เข้าสู่ภาวะคงที่ (Steady-State) จากนั้นบันทึกข้อมูลเกี่ยวกับอุณหภูมิที่ผิวท่อของ CLHP, ผลต่างของอุณหภูมิที่น้ำที่ไหล เข้า-ออก, กำลังไฟฟ้าที่ป้อน และอัตราการไหลของน้ำ
4. ทำการทดสอบสมรรถนะที่ค่ากำลังไฟฟ้าใหม่ โดยลดกำลังไฟฟ้าที่ป้อนให้ขดลวดความร้อน รอจนเข้าสู่ภาวะคงที่ แล้วบันทึกผลใหม่ตามข้อ 3

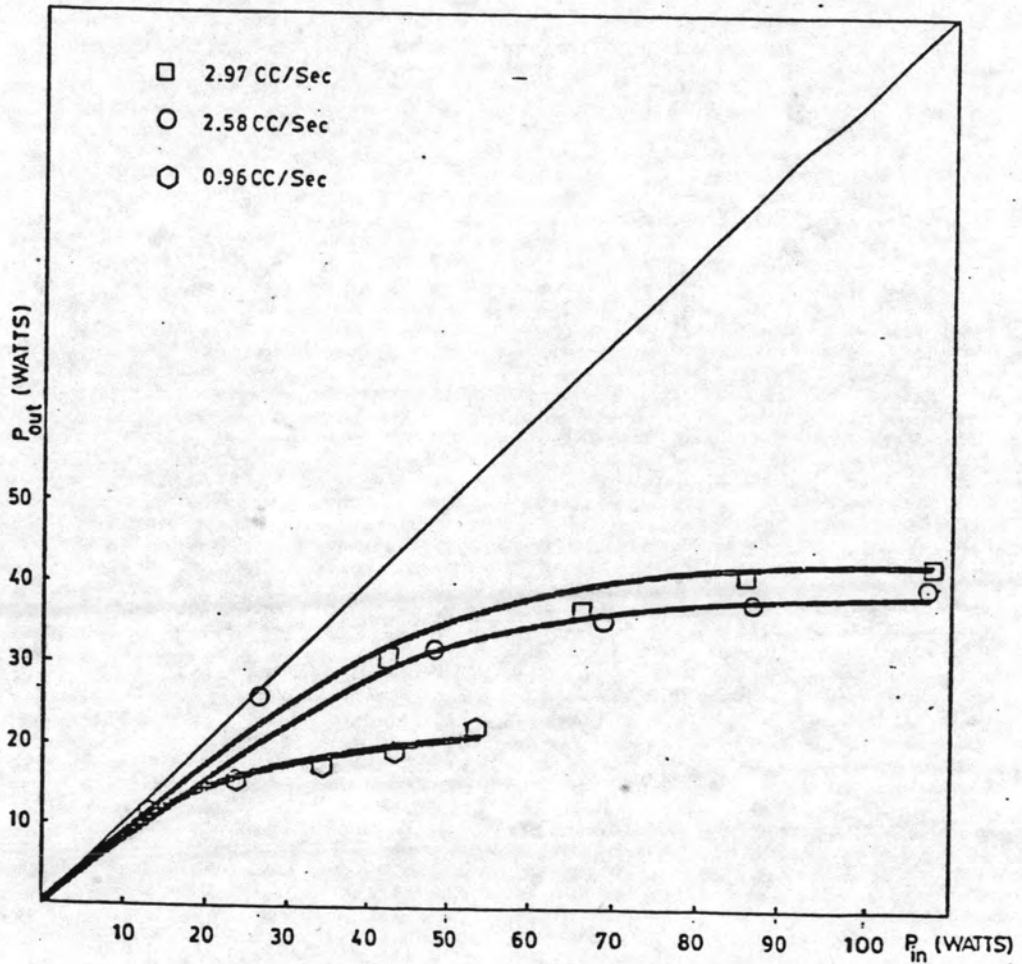
#### 4.2.4 ข้อมูลของ CLHP ที่ใช้ทดสอบ

วัสดุที่เป็นตัวท่อ	CLHP Type B&C/Pyrex		CLHP Type C/Cu
	แก้วทนความร้อน		ทองแดง
ความยาวช่วงการระเหย	20	ซ.ม.	20 ซ.ม.
ความยาวช่วงส่งผ่าน (adiabatic)	30.5	ซ.ม.	30.5 ซ.ม.
ความยาวช่วงการควบแน่น	20	ซ.ม.	20 ซ.ม.
ความยาวช่วงของเหลว- ควบแน่นไหลกลับ (adiabatic)	21.5	ซ.ม.	21.5 ซ.ม.
ความยาวรวม	94	ซ.ม.	94 ซ.ม.
เส้นผ่าศูนย์กลางภายนอก	16	ม.ม.	15.875 ม.ม.
เส้นผ่าศูนย์กลางภายใน	13	ม.ม.	13.386 ม.ม.
จุดที่วัดอุณหภูมิ	22 จุด (รูป 3.23)		22 จุด (รูป 3.25)
ชนิดของเทอร์โมคัปเปิล	โครเมล-อลูเมล		โครเมล-อลูเมล

#### 4.2.5 ผลการทดสอบและการวิเคราะห์ผล

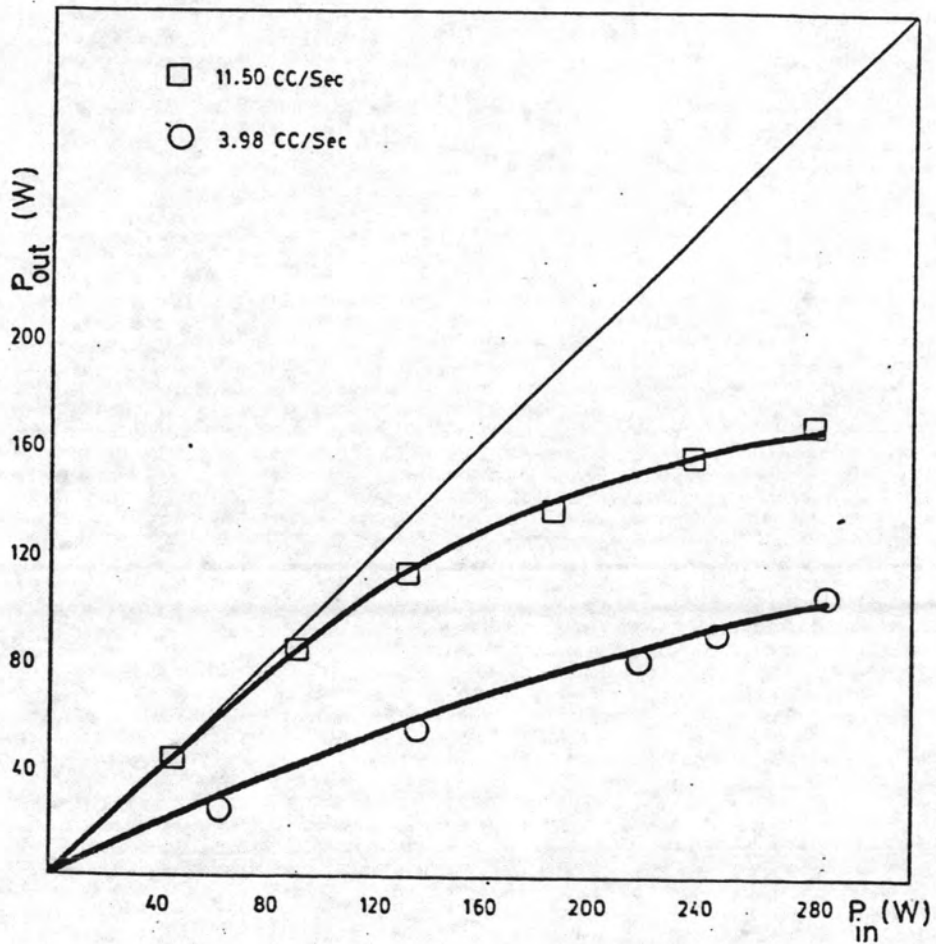
##### ก. อิทธิพลของอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็น

รูปที่ 4.8 และ 4.9 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างกำลังไฟฟ้าที่ป้อน ( $P_{in}$ ) และกำลังที่ออกมาที่น้ำหล่อเย็นในรูปของความร้อน ( $P_{out}$ ) ของ CLHP type B/Pyrex และ CLHP Type C/Cu ตามลำดับ จากรูปทั้งสองนี้ จะเห็นได้ว่า เมื่ออัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นมีค่าเพิ่มขึ้น สมรรถนะในการถ่ายเทความร้อนของ CLHP จะดีขึ้นตามไปด้วย ปรากฏการณ์นี้คาดว่าเนื่องมาจากความเร็วของน้ำหล่อเย็นที่มีค่าสูงจะไปลดความหนาของชั้นฟิล์มระหว่างผนังนอกของท่อที่น้ำหล่อเย็นทำให้ความต้านทานต่อการไหลของความร้อนเนื่องจากชั้นของฟิล์มนี้ลดน้อยลง



รูปที่ 4.8 ความสัมพันธ์ระหว่างกำลังไฟฟ้าที่ป้อน ( $P_{in}$ ) กับกำลังที่ออกมาที่น้ำหล่อเย็น ในรูปของความร้อน ( $P_{out}$ ) ที่อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นค่าต่างๆ (CLHP Type B/Pyrex)





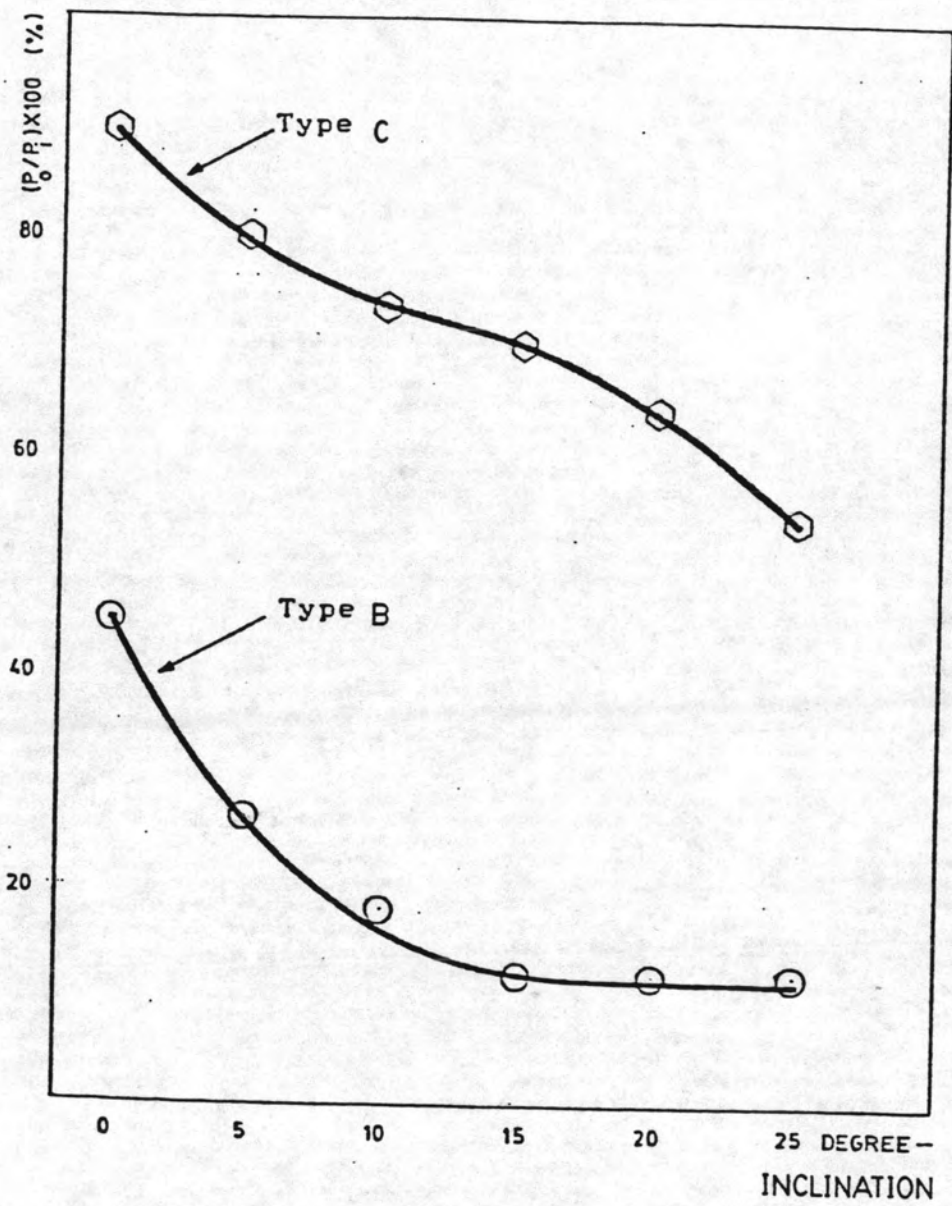
รูปที่ 4.9 ความสัมพันธ์ระหว่างกำลังไฟฟ้าที่ป้อน ( $P_{in}$ ) กับกำลังที่ออกมาที่น้ำหล่อเย็น ในรูปของความร้อน ( $P_{out}$ ) ที่อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นค่าต่างๆ (CLHP Type C/Cu)

ข. อิทธิพลของมุมวาง

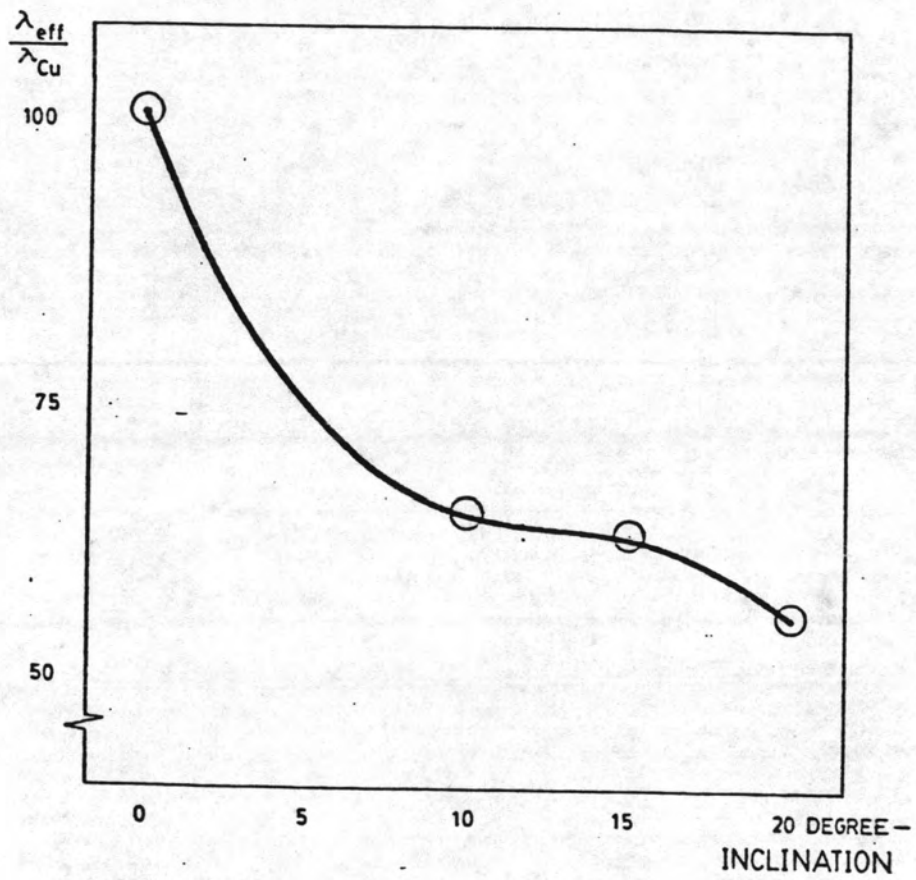
รูปที่ 4.10 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง ประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อน ( $P_{out}/P_{in} \times 100$ ) กับมุมวางที่ค่าต่างๆ ของ CLHP Type B&C/Pyrex จะเห็นได้ว่าเมื่อมุมเอียงของช่วงการระเหยมีค่าเพิ่มมากขึ้น ประสิทธิภาพหรือสมรรถนะในการถ่ายเทความร้อนของ CLHP จะลดลงอย่างเห็นได้ชัด

สำหรับ CLHP Type C/Cu ถึงแม้ว่าการทดสอบที่มุมเอียงต่างๆ จะไม่พบความแตกต่างระหว่างค่า  $P_{out}$  ที่เห็นได้ชัด ( $P_{out}$  ที่ทุกมุมเอียงรวมทั้งแนวระดับอาจกล่าวได้ว่ามีค่าประมาณเท่ากัน ภายใต้ขอบเขตของความผิดพลาดเนื่องจากเครื่องมือวัด) อย่างไรก็ตามเมื่อนำค่า สภานำความร้อนเชิงประสิทธิผล ( $\lambda_{eff}$ ) ที่มุมเอียงต่างๆมาพิจารณา (รูป 4.11) จะพบว่าเมื่อมุมเอียงของช่วงการระเหยมีค่าเพิ่มมากขึ้น  $\lambda_{eff}$  จะลดลง

ข้อสันนิษฐานสำหรับปรากฏการณ์นี้ได้กล่าวไว้แล้วในหัวข้อ 4.1



รูปที่ 4.10 ความสัมพันธ์ระหว่าง ประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อน  $(P_{out}/P_{in}) \times 100$  กับมุมเอียงของ CLHP Type B&C/Pyrex



รูปที่ 4.11 ความสัมพันธ์ระหว่าง สภานำความร้อนเชิงประสิทธิผลของ CLHP Type C/Cu ต่อสภานำความร้อนของทองแดง ( $\lambda_{eff}/\lambda_{Cu}$ ) กับ มุมเอียงของ CLHP Type C/Cu

ค. สภาพการนำความร้อนเชิงประสิทธิผล

Effective Thermal Conductivity ( $\lambda_{eff}$ )

สภาพการนำความร้อนเชิงประสิทธิผล คำนวณโดยใช้ทฤษฎีการส่งผ่านความร้อนโดยการนำ (Heat conduction) ตามวิธีที่เสนอโดย E. Schmidt คือ

$$\lambda_{eff} = \frac{QL_{eff}}{A_{cross} \Delta T}$$

ในที่นี้

$\lambda_{eff}$  = สภาพการนำความร้อนเชิงประสิทธิผล (W/m. K)

Q = อัตราการถ่ายเทความร้อนในแนวแกนของฮีตไพป์ (W)

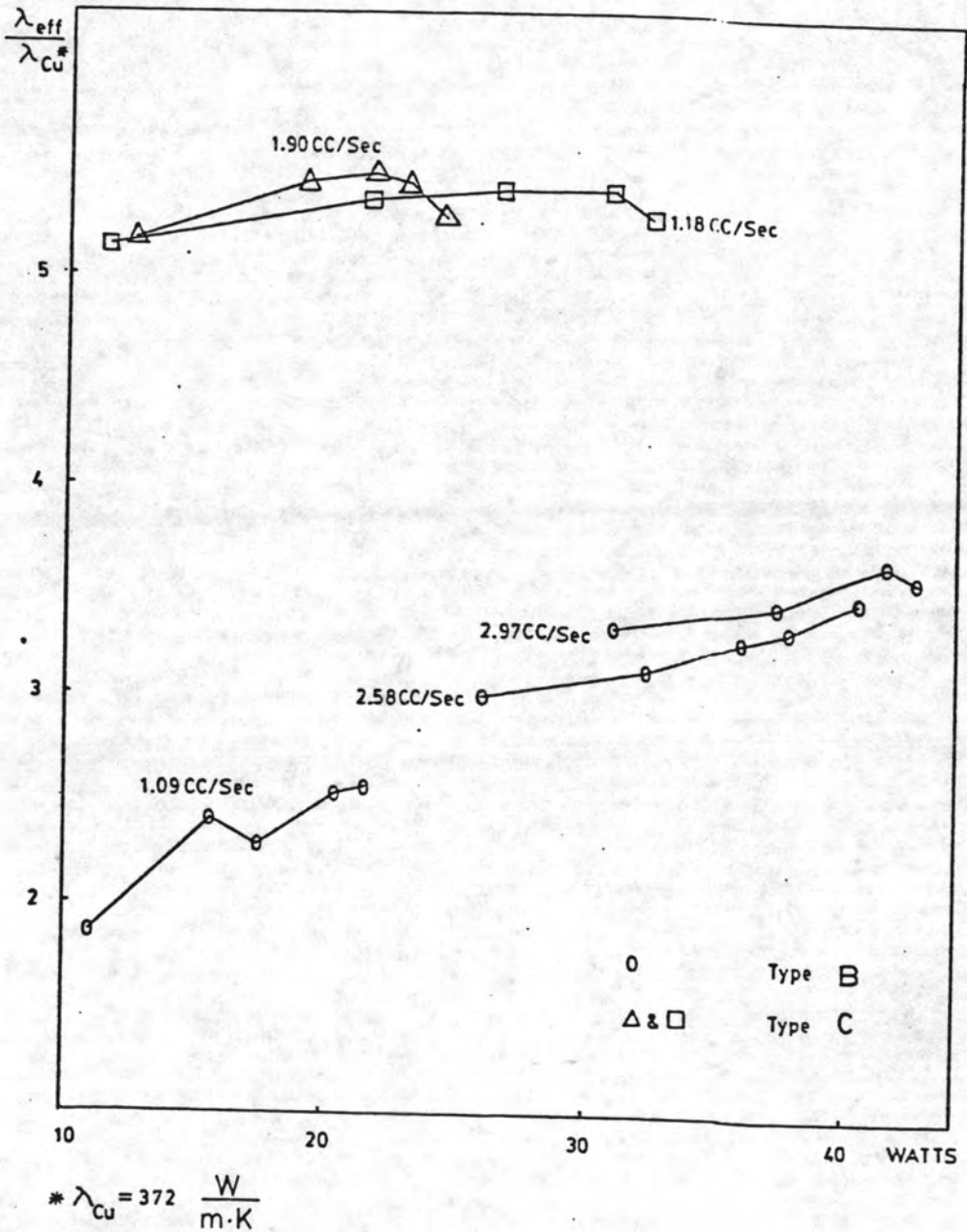
$L_{eff}$  = ความยาวระหว่างจุดกึ่งกลางของช่วงควมแน่นและของช่วงระเหย (m)

$A_{cross}$  = พื้นที่หน้าตัดของท่อฮีตไพป์ ( $A_{cross} = d^2 \pi / 4$ ) (m<sup>2</sup>)

$\Delta T$  = ผลต่างของอุณหภูมิเฉลี่ยระหว่างช่วงระเหยกับช่วงควมแน่น (K)

ค.1 รูปที่ 4.12 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการถ่ายเทความร้อนในแนวแกนกับอัตราส่วนระหว่างสภาพนำความร้อนเชิงประสิทธิผลของ CLHP ต่อสภาพนำความร้อนของทองแดง สำหรับ CLHP Type B/Pyrex,  $\lambda_{eff}$  มีค่าเฉลี่ย 2.8 เท่าของ  $\lambda_{cu}$  ในช่วงการถ่ายเทความร้อนตามแนวแกน 10-40 watts สำหรับ CLHP Type C/Pyrex,  $\lambda_{eff}$  มีค่าเฉลี่ย 5.4 เท่าของ  $\lambda_{cu}$  ในช่วงการถ่ายเทความร้อนเดียวกันกับ CLHP Type B/Pyrex

ค.2 สำหรับ CLHP Type C/Cu,  $\lambda_{eff}$  มีค่าเฉลี่ย 52 เท่าของ  $\lambda_{Cu}$  ในช่วงการถ่ายเทความร้อน 25-105 watts ที่อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็น 3.98 cc/sec และมีค่าเฉลี่ย 91 เท่าของ  $\lambda_{Cu}$  ในช่วงการถ่ายเทความร้อน 45-170 watts ที่อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็น 11.5 cc/sec



รูปที่ 4.12 ความสัมพันธ์ระหว่างสภาพนำความร้อนเชิงประสิทธิผลของ CLHP Type C/Cu ต่อสภาพนำความร้อนของทองแดง ( $\lambda_{eff}/\lambda_{Cu}$ ) กับ กำลังที่ออกมาที่น้ำหล่อเย็น ในรูปของความร้อน ( $P_{out}$ ) ที่อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นค่าต่างๆ (CLHP Type B&C/Pyrex)

อนึ่ง ในการทดสอบหาขีดจำกัดการถ่ายเทความร้อน ที่อัตราการถ่ายเทความร้อนในแนวแกน 410-460 watts พบว่า CLHP Type C/Cu ให้ค่า  $\lambda_{eff}$  สูงถึง 157 เท่าของ  $\lambda_{cu}$  โดยที่อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นมีค่าเท่ากับ 7.83 cc/sec ในการทดสอบครั้งนี้ยังไม่พบขีดจำกัดในการถ่ายเทความร้อน จากการทดสอบนี้ทำให้เชื่อได้ว่าถ้าเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนในแนวแกน และอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นให้สูงขึ้นไปอีก CLHP Type C/Cu จะสามารถให้ค่า  $\lambda_{eff}$  สูงขึ้นไปได้อีก และอาจจะสูงกว่าค่า  $\lambda_{eff}$  ของ Thermosyphon ในรายงานของ Hahne (14) ซึ่งมีค่าประมาณ 230 เท่าของ  $\lambda_{cu}$  ที่อัตราการถ่ายเทความร้อนในแนวแกน 2850 วัตต์

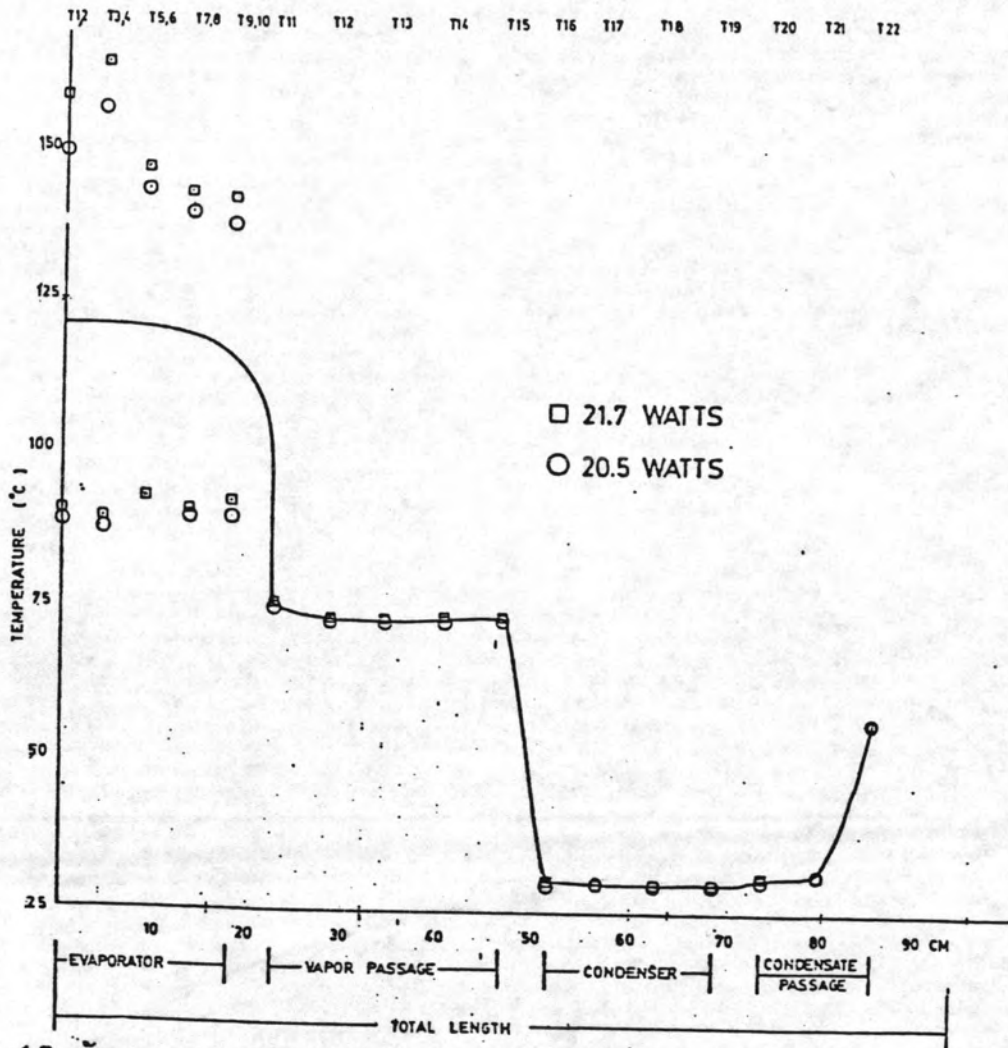
#### ง. ขีดจำกัดในการถ่ายเทความร้อน

กำลังไฟฟ้าสูงสุดที่ป้อนให้กับช่วงการระเหยของ CLHP Type C/Cu ในการทดลองมีค่าเท่ากับ 557.6 วัตต์ และความร้อนที่ถ่ายเทออกมาที่น้ำหล่อเย็นมีค่า 464.3 วัตต์ คิดเป็น ประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อน 83.3% อุณหภูมิสูงสุดบนผนังท่อในช่วงการระเหยมีค่า 92.5 C ในขณะที่อุณหภูมิเฉลี่ยตลอดช่วงการระเหยมีค่า 80 C ความแตกต่างของอุณหภูมิ 16% จากอุณหภูมิเฉลี่ยเป็นความแตกต่างที่มีค่าเดียวกันกับที่วัตต์ต่ำสุดที่ใช้ในการทดลอง จึงสรุปได้ว่า ขีดจำกัดการถ่ายเทความร้อนของ CLHP Type C/Cu สูงกว่า 464 วัตต์

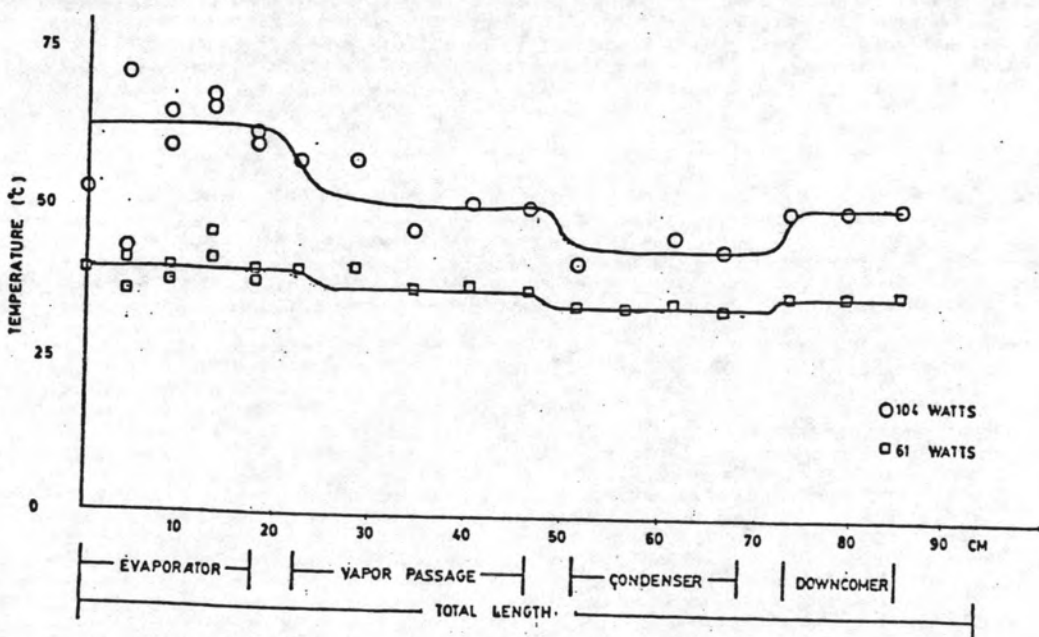
#### จ. ลักษณะการกระจายของอุณหภูมิบนผนังท่อ

รูปที่ 4.13 และ 4.14 แสดงการกระจายของอุณหภูมิบนผนังท่อของ CLHP Type B/Pyrex และ CLHP Type C/Cu ที่วัดได้ตามลำดับ

รูปที่ 4.13 แสดงให้เห็นว่า CLHP Type B/Pyrex มีการกระจายของอุณหภูมิก่อนข้างมาก ซึ่งมีผลทำให้ประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนมีค่าต่ำ ล้วนรูป 4.14 นั้น เป็นการกระจายของอุณหภูมิบนผนังท่อของ CLHP Type C/Cu ซึ่งมีลักษณะของการกระจายไม่มากนัก โดยเฉพาะอย่างยิ่งผลต่างอุณหภูมิระหว่างช่วงการระเหยกับช่วงการควบแน่นมีค่าต่ำ แสดงให้เห็นว่าการถ่ายเทความร้อนเกิดขึ้นได้เป็นอย่างดี



รูปที่ 4.13 ลักษณะการกระจายของอุณหภูมิบนผนังท่อของ CLHP Type B Pyrex



รูปที่ 4.14 ลักษณะการกระจายของอุณหภูมิบนผนังท่อของ CLHP Type C/Cu





### 4.3 การเปรียบเทียบผลการทดลองกับทฤษฎี

#### 4.3.1 เวลาตอบสนอง (Response times)

ในการวิเคราะห์หาปริมาณของเหลวใช้งานที่เหมาะสมที่สุดได้ทดลองคำนวณเวลาตอบสนองที่รวดเร็วที่สุด โดยอาศัยสมมติฐาน 4 ข้อ (ภาคผนวก ก) แล้วนำผลการคำนวณไปเปรียบเทียบกับการทดลองเพื่อหาข้อสรุป

สมมติฐาน 1  $t = f(A_g, A_n) = K_1 / (A_g A_n)$

โดยที่  $t$  = เวลาตอบสนองของซีคโพบ์

$A_g$  = พื้นที่ผิวอิสระต่อความยาวหนึ่งหน่วยของช่วงการระเหย

$A_n$  = พื้นที่ผิวเปียกต่อความยาวหนึ่งหน่วยของช่วงการระเหย

ถ้าสมมติฐานนี้เป็นจริง เวลาตอบสนองน้อยที่สุด จะเกิดขึ้นเมื่อปริมาณของเหลวใช้งานเท่ากับ 75.5% ของปริมาณช่วงการระเหยทั้งหมด แต่เวลาตอบสนองน้อยที่สุดจากการทดลองเกิดขึ้นที่ค่าประมาณ 20% (รูป 4.1) ของปริมาณช่วงการระเหย การที่สมมติฐานนี้ ให้ผลการทำนายที่แตกต่างกับผลการทดลองอย่างมาก เชื่อว่ามีสาเหตุสำคัญจากการที่ไม่ได้คำนึงถึงปริมาณของช่องว่างเหนือพื้นผิวอิสระ ซึ่งเป็นตัวกำหนดความสะดวกในการไหลผ่านของไอที่เกิดขึ้น

สมมติฐาน 2  $t = f(a_g, A_n, \epsilon_v) = K_2 / (A_g A_n \epsilon_v)$

โดยที่  $\epsilon_v$  = อัตราส่วนของปริมาณช่องว่างเหนือผิวของเหลวในช่วงการระเหย

จากสมมติฐานนี้ เวลาตอบสนองน้อยที่สุด ควรเกิดขึ้นที่ปริมาณของเหลวใช้งาน 36.5% ของปริมาณช่วงการระเหยทั้งหมด

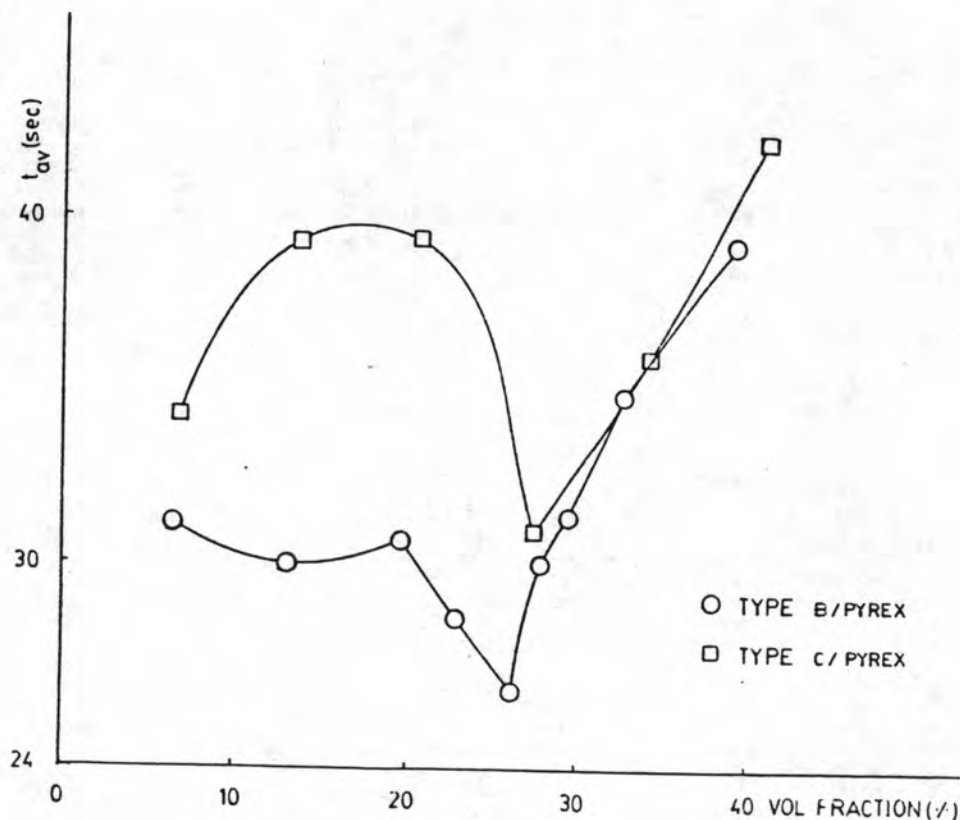
สมมติฐาน 3  $t = f(A_f, E_v) = K/3(A_f \cdot E_v)$

จากสมมติฐานนี้ เวลาตอบสนองน้อยที่สุด ควร เกิดขึ้นที่ปริมาตรของ เหลวใช้งาน 19.23% ของปริมาตรช่วงการระเหยทั้งหมด

สมมติฐาน 4  $t = f(A_w, E_v) = K_4/(A_w \cdot E_v)$

จากสมมติฐานนี้ เวลาตอบสนองน้อยที่สุด ควร เกิดขึ้นที่ปริมาตรของ เหลวใช้งาน 32.3% ของปริมาตรช่วงการระเหยทั้งหมด

จากการเปรียบเทียบกับผลการทดลองในรูป 4.1 สมมติฐานข้อที่ 3 (19.23%) ให้ผลการคำนวณใกล้เคียงกับผลการทดลองมากที่สุด อย่างไรก็ตาม เมื่อนำผลการคำนวณนี้ ไปเปรียบเทียบกับผลการทดลองอีกชุดหนึ่ง ซึ่งใช้ฮีตไพป์แบบไหลครบวงจรที่มีขนาดแตกต่างกับชุดแรก เวลาตอบสนองน้อยที่สุดจากการทดลอง เกิดครั้งที่ปริมาตรเต็ม 26.2% (รูป 4.15) ของปริมาตรช่วงการระเหย ซึ่งใกล้เคียงกับผลการคำนวณโดยใช้สมมติฐานข้อที่ 4 (32.3%) และเป็นค่าที่อยู่ในช่วงของสมมติฐานข้อที่ 2 (36.5%) และข้อที่ 3 (19.23%) ( $\pm 10\%$ )



รูปที่ 4.15 ความสัมพันธ์ระหว่าง เวลาตอบสนองกับอัตราส่วนปริมาตรของเหลวใช้งานในช่วงการระเหย

ผลการเปรียบเทียบชี้ให้เห็นว่า น่าจะมีตัวแปรอื่น ๆ อีก ที่เข้ามามีอิทธิพลต่อ เวลาตอบสนอง หรืออย่างน้อยที่สุด ตัวแปรที่นำมาพิจารณามีตัวใดตัวหนึ่ง ที่มีความสำคัญเด่นชัดกว่าตัวอื่น การวิเคราะห์ต่อไปนี้มุ่งประเด็นไปที่ความแตกต่างของรูปทรง (Geometry) ของช่วงการระเหยเป็นหลัก

CLHP Type B/Pyrex ตัวแรกที่ให้เวลาตอบสนองสั้นที่สุด ตรงกับ 20% ของปริมาตรช่วงการระเหย มีค่าอัตราส่วน L/D เท่ากับ 22.3 เท่า (19.2/0.86) ในขณะที่อีกตัวหนึ่ง ซึ่งให้เวลาตอบสนองตรงกับ 26.2% มีค่าอัตราส่วน L/D เท่ากับ 17.7 เท่า (23/1.3)

จะเห็นได้ว่า CLHP ที่มีอัตราส่วน L/D มาก (ท่อเรียวหรือยาวกว่า) จะให้เวลาตอบสนองสั้นที่สุดที่ อัตราส่วนปริมาตรเติมน้อยกว่า นั้นหมายความว่า จะต้องมีช่องว่างเหนือพื้นผิวอิสระมากขึ้น เพราะไอที่เกิดขึ้นต้องเคลื่อนที่ไปเป็นระยะทางไกล จึงจะสามารถไปถึงช่วงการควบแน่นได้

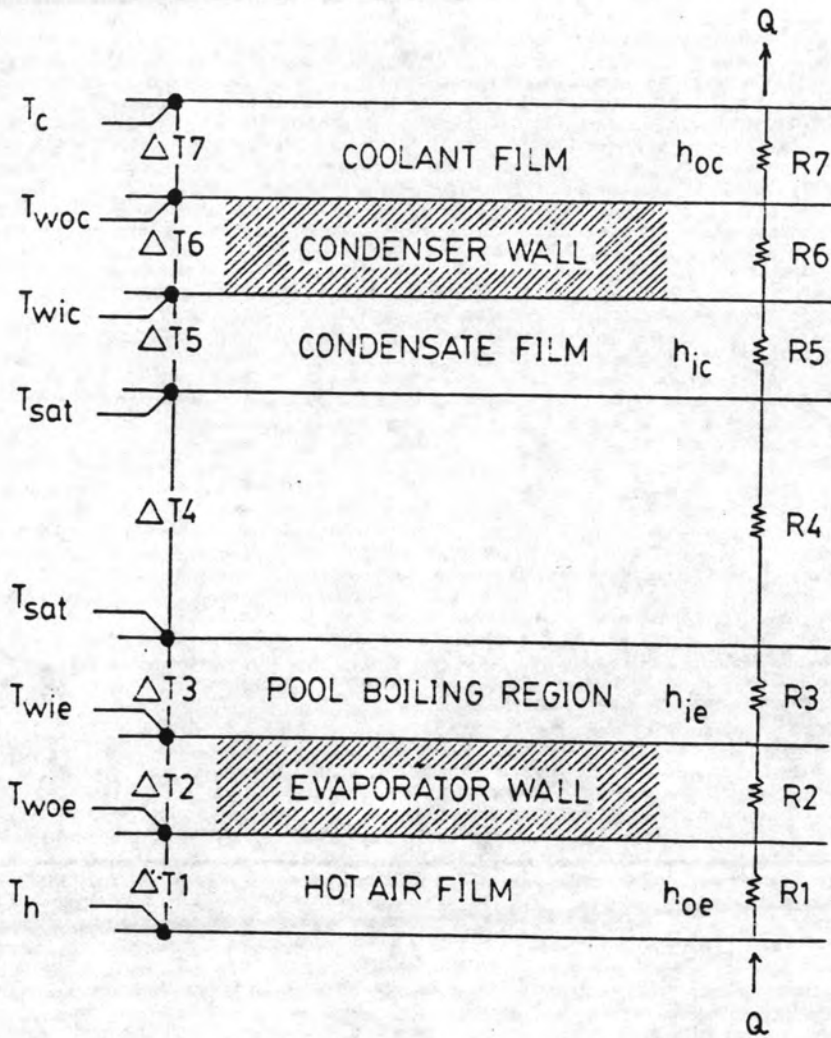
กล่าวโดยสรุปก็คือ เวลาตอบสนองของฮีท โพรบแบบไหลครบวงจรที่ทดลองได้ เมื่อวางช่วงการระเหยอยู่ในแนวระดับ จะขึ้นอยู่กับอัตราส่วนปริมาตรช่องว่างเหนือผิวของเหลว, พื้นผิวอิสระ, พื้นผิวเปียก ความลาดชัน จากความสำคัญมากไปน้อย นอกจากนี้ อัตราส่วน L/D (ความเร็วของช่วงการระเหย) ก็มีอิทธิพลอย่างเด่นชัดต่อเวลาตอบสนองด้วย

#### 4.3.2 การเปรียบเทียบผลการทดลองที่สภาวะคงที่กับทฤษฎี

ก) การเปรียบเทียบ ส.บ.ส. การถ่ายเทความร้อนภายใน CLHP จาก การทดลองกับทฤษฎี

ก1 การประมาณค่าความต้านทานการถ่ายเทความร้อนโดยใช้แบบจำลองการนำความร้อน (Conduction Model)

รูปที่ 4.16 เป็นโคอะแกรมแสดง อุณหภูมิ, ส.บ.ส. การถ่ายเทความร้อน, ผลลคของอุณหภูมิ และความต้านทานต่อการไหลของความร้อนของ CLHP เมื่อคำนึงว่า การถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้น เป็นแบบการนำความร้อน (conduction)



รูปที่ 4.16 โคอะแกรมแสดงพารามิเตอร์ในการคำนวณ ส.บ.ส. การถ่ายเทความร้อน โดยใช้แบบจำลองการนำความร้อน

ที่สภาวะคงที่ (Steady-State)

$$\begin{aligned}
 Q_t &= \frac{1}{R_t} (T_h - T_c) \\
 &= \frac{1}{R_1} (T_h - T_{twoe}) \\
 &= \frac{1}{R_2} (T_{twoe} - T_{wie}) \\
 &= \frac{1}{R_3} (T_{wie} - T_{sat})
 \end{aligned}$$

( $R_4 = 0$ )

$$\begin{aligned}
 &= \frac{1}{R_5} (T_{\text{sat}} - T_{\text{wic}}) \\
 &= \frac{1}{R_6} (T_{\text{wic}} - T_{\text{woc}}) \\
 &= \frac{1}{R_7} (T_{\text{woc}} - T_c)
 \end{aligned}$$

โดยที่

$$\begin{aligned}
 R_1 &= 1/h_{oc} A_{oc} \\
 R_2 &= \ln(r_o/r_i)/2\pi\lambda L_e \\
 R_3 &= 1/h_{ie} A_{ie} \\
 R_5 &= 1/h_{ic} A_{ic} \\
 R_6 &= \ln(r_o/r_i)/2\pi\lambda L_e \\
 R_7 &= 1/h_{oc} A_{oc}
 \end{aligned}$$

ตัวอย่างการคำนวณ CLHP Type C/Cu

ข้อมูล

$$\begin{aligned}
 P_{\text{input}} &= 288.6 \text{ watts} \\
 T_{\text{woc}} &= 61.722 \text{ C} \\
 T_{\text{wic}} &= 44.190 \text{ C} \\
 L_e &= 0.2 \text{ m} = L_c \\
 D_i &= 13.386 \times 10^{-3} \text{ m} \\
 D_o &= 15.875 \times 10^{-3} \text{ m} \\
 A_{oc} &= 9.9 \times 10^{-3} \text{ m}^2 = A_{oc} \\
 A_{ie} &= 8.41 \times 10^{-3} \text{ m}^2 = A_{ic}
 \end{aligned}$$

การคำนวณ

$$\begin{aligned}
 \Delta T_{\text{total}} &= T_{\text{woc}} - T_{\text{wic}} \\
 &= (61.722 - 44.190) = 17.526 \text{ }^\circ\text{C} \\
 &= \Delta T_2 + \Delta T_3 + \cancel{\Delta T_4} + \Delta T_5 + \Delta T_6 \\
 \Delta T_2 = \Delta T_6 &= \frac{(P_{\text{input}}) \ln(r_o/r_i)}{2\pi\lambda L_e} = \frac{(228.5) \ln(15.875/13.386)}{2(3.1416)(372)(0.2)} \\
 &= 0.105 \text{ }^\circ\text{C} \\
 \therefore 17.526 &= 0.105 + \Delta T_3 + \Delta T_5 + 0.105 \\
 \Delta T_3 + \Delta T_5 &= 17.316 \text{ C}
 \end{aligned}$$

หา  $\Delta T_5$  จาก Nusselt Film Theory

$$h = 0.943 \left[ \frac{h_{fg} \rho^2 g \sin \theta k_x^3}{L_c \mu_x (T_{sat} - T_{wic})} \right]^{1/4}$$

$$= 1.75132 \left[ \frac{h_{fg} \rho^2 g \sin \theta k_x^3}{\mu_x (T_{sat} - T_{wic})} \right]^{1/4}$$

$$\theta = 14^\circ, L_c = 0.2 \text{ m}$$

$$Q = h \Delta T = (T_{sat} - T_{wic}) 1.75132 \left[ \frac{h_{fg} \rho^2 k_x^3}{\mu_x (T_{sat} - T_{wic})} \right]^{1/4}$$

โดยที่  $h_{fg}$  = heat of vaporization ที่อุณหภูมิ  $T_{sat}$

โดยการเดาสุ่ม (Trial & Error)

$$\text{สมมติ } \Delta T = 5.219 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\text{ดังนั้น } T_{wic} = T_{woc} - \Delta T_6$$

$$= 44.196 - 0.105$$

$$= 44.091 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\text{และ } T_{sat} = 44.091 + 5.219$$

$$= 49.31 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\text{อุณหภูมิเฉลี่ย } T_f = T_{sat} - \frac{3}{4}(T_{sat} - T_{wic})$$

$$= 49.31 - \frac{3}{4}(49.31 - 44.091)$$

$$= 45.396 \text{ }^\circ\text{C}$$

คุณสมบัติของน้ำใช้ที่อุณหภูมิเฉลี่ย ยกเว้นค่า  $h_{fg}$  ใช้ที่อุณหภูมิ  $T_{sat}$

$$\text{นั่นคือ } h_{ic} = 1.75132 \left[ \frac{(2,384,380)(990.0455)(.64055)}{(5.919 \times 10^{-4})(5.219)} \right]^{1/4}$$

$$= 6576.5 \text{ Watts/m}^2 \cdot \text{c}$$

$$Q = h_{ic} A_{ic} (T_{sat} - T_{wic})$$

$$= (6576.5)(8.41 \times 10^{-3})(5.219)$$

$$= 288.6 \text{ Watts}$$

แสดงว่าค่า  $\Delta T$  ที่สมมติไว้ถูกต้องแล้ว

$$\begin{aligned} \text{ดังนั้น } \Delta T_3 &= 17.316 - 5.219 \\ &= 12.097 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{และ } h_{ie} &= \frac{288.6}{8.41 \times 10^{-3} \times 12.097} \\ &= 2836.7 \text{ W/m}^2\text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

ต่อไปจะแสดงค่าความต้านทานต่อการไหลของความร้อน ของชั้นต่าง ๆ คือ

$$\begin{aligned} R_2 = R_c &= \frac{\ln(15.875/13.386)}{2\pi(372)(0.2)} \\ &= 0.00036 \text{ } ^\circ\text{C/W} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} R_3 &= 1/h_{ie}A_{ie} \\ &= \frac{1}{2836.7 \times 8.41 \times 10^{-3}} \\ &= 0.042 \text{ } ^\circ\text{C/W} \end{aligned}$$

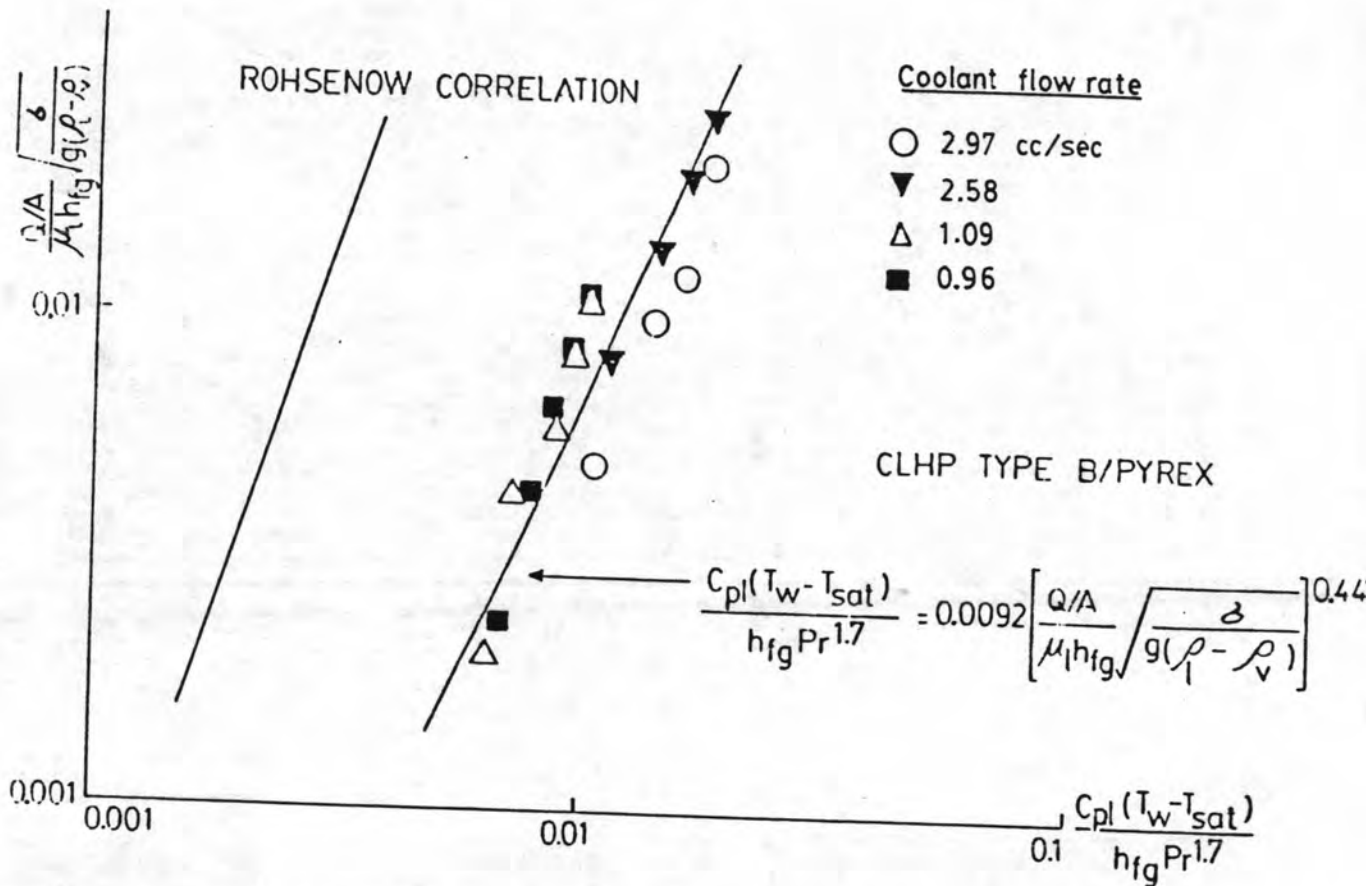
$$\begin{aligned} R_5 &= 1/h_{ic}A_{ic} \\ &= \frac{1}{6576.5 \times 8.41 \times 10^{-3}} \\ &= 0.018 \text{ } ^\circ\text{C/W} \end{aligned}$$

จะเห็นได้ว่า ความต้านทานต่อการไหลของความร้อน ที่เป็นตัวกำหนดสมรรถนะในการถ่ายเทความร้อน ของฮีทไพป์แบบไหลครบวงจรคือ ความต้านทานของฟิล์มของเหลวในช่วงการระเหย ( $R_3$ )

การวิเคราะห์ที่จะกล่าวถึงต่อไปนี้ แสดงให้เห็นว่าการปรับปรุงโครงสร้างภายในของช่วงการระเหย สามารถลดผลค้างของอุณหภูมิในฟิล์มของเหลวที่อยู่ในช่วงการระเหยลงได้ อันจะมีผลทำให้ประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนสูงขึ้น

ก2) ผลลดอุณหภูมิในช่วงการระเหยของ CLHP Type B/Pyrex

รูปที่ 4.17 แสดงการเปรียบเทียบผลที่ได้จากการทดสอบ CLHP Type B/Pyrex ซึ่งมีโครงสร้างภายในช่วงการระเหยที่ว่างเปล่า กับสหสัมพันธ์ข้อมูลการเดือดของ W.M. Rohsenow (9)



รูปที่ 4.17 การเปรียบเทียบความสัมพันธ์ระหว่างผลลคณพหุมิใน pool boiling กับหลักความร้อนที่ได้จากการทดลอง (CLHP Type B/Pyrex) กับสหสัมพันธ์ของ Rohsenow

เส้นตรงที่แสดงสหสัมพันธ์ของ Rohsenow เขียนขึ้นมาจากสมการ

$$\frac{C_{pl}(T_w - T_{sat})}{h_{fg} Pr^{1.7}} = 0.013 \left[ \frac{Q/A}{\mu_1 h_{fg} \sqrt{g(\rho_l - \rho_v)}} \right]^{0.33} \dots\dots\dots(4.1)$$

โดยที่ค่าคงที่ (0.013) เป็นค่าที่ได้จากการทดลอง และขึ้นอยู่กับชนิดของคู่ของเหลว-พื้นผิว ชนิดต่าง ๆ ค่าคงที่สำหรับของเหลว-พื้นผิว บางชนิดมีแสดงไว้ในตาราง 2.2 จากตารางจะเห็นได้ว่าไม่มีค่าคงที่สำหรับคู่ของแก๊สไพบเร็กและน้ำ ซึ่งจากการทดลองกับ CLHP Type B/Pyrex สามารถหาค่าคงที่ได้อีกเท่ากับ 0.0092 และแสดงเป็นสหสัมพันธ์ได้ในรูป

$$\frac{C_{pl}(T_w - T_{sat})}{h_{fg} Pr^{1.7}} = 0.0092 \left[ \frac{Q/A}{\mu_1 h_{fg} \sqrt{g(\rho_l - \rho_v)}} \right]^{0.447} \dots\dots\dots(4.2)$$



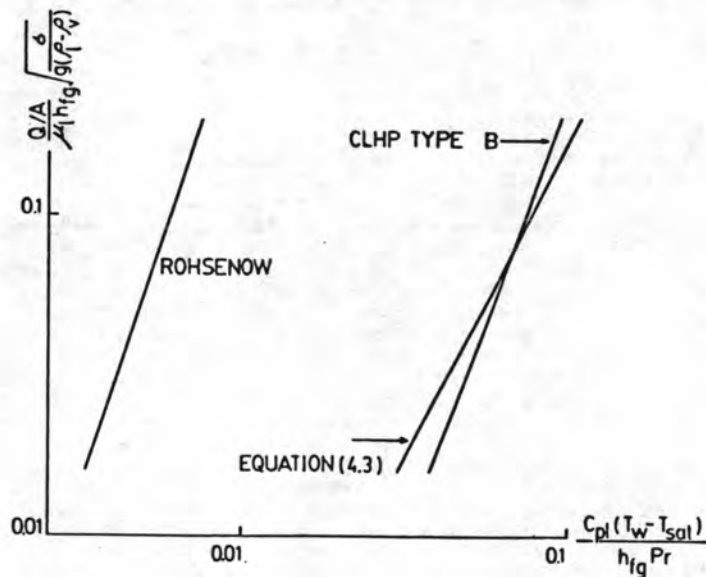
อนึ่ง ห้องปฏิบัติการวิจัยฮีทไพป์ของภาควิชาวิศวกรรมเคมี คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย ได้เคยทำการศึกษาวิจัยการเดือดแบบ Pool boiling (15) โดยใช้ฮีทไพป์ไร้วิกค์แบบทั่วไป (Conventional wickless heat pipe) ที่ใช้แก้วโพเร็กซ์เป็นตัวโครงสร้าง และน้ำกลั่นบริสุทธิ์เป็นของเหลวใช้งานเป็นของเหลวใช้งาน และได้เสนอผลการทดลองในรูป

$$\frac{C_{pl}(T_w - T_{sat})}{h_{fg} Pr} = 0.242 \left[ \frac{Q/A}{\mu_l h_{fg} \sqrt{g(\rho_l - \rho_v)}} \right]^{0.4984} \dots\dots\dots(4.3)$$

เพื่อเป็นการยืนยันผลการทดสอบการเดือดแบบ Pool boiling ที่เกิดขึ้นในช่วงการระเหยของ CLHP Type B/Pyrex จึงได้เตรียมข้อมูลในลักษณะเดียวกันกับงานวิจัยดังกล่าวข้างต้น และสามารถเขียนสหสัมพันธ์ที่ได้ออกมาในรูป

$$\frac{C_{pl}(T_w - T_{sat})}{h_{fg} Pr} = 0.168 \left[ \frac{Q/A}{\mu_l h_{fg} \sqrt{g(\rho_l - \rho_v)}} \right]^{0.3527} \dots\dots\dots(4.4)$$

และแสดงการเปรียบเทียบผลการทดลองทั้งสองชุด เทียบกับสหสัมพันธ์ของ Rohsenow ไว้ในรูปที่ 4.18



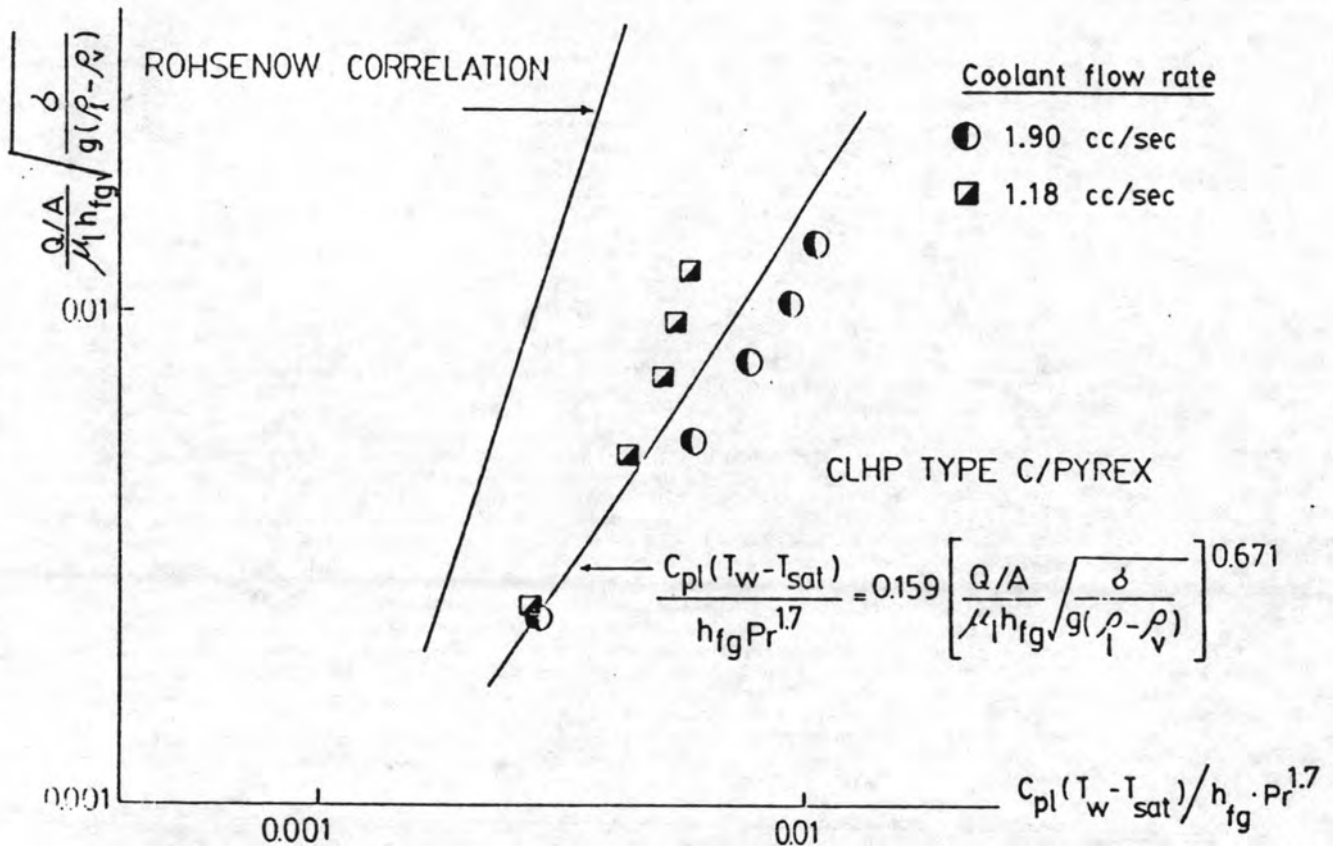
รูปที่ 4.18

เปรียบเทียบ ผลการทดลอง CLHP Type B/Pyrex กับ ฮีทไพป์ไร้วิกค์แบบทั่วไป

จากรูป 4.18 จะเห็นได้ว่า ผลการทดลองทั้งสองชุดมีความสอดคล้องกันที่อัตราการถ่ายเทความร้อนช่วงหนึ่ง ๆ ที่อัตราการถ่ายเทความร้อนช่วงอื่น ๆ ความแตกต่างที่เกิดขึ้น สันนิษฐานว่า เนื่องมาจากลักษณะการรับความร้อนกล่าวคือในฮีทไพป์ไร้วิกค์ พ.ท. ผิวอิสระมีค่าน้อยเมื่อเทียบกับพื้นผิวรับความร้อน ในขณะที่ CLHP มีพื้นที่ผิวอิสระมากกว่าเมื่อเทียบกับ พ.ท. ผิวรับความร้อนที่เท่ากัน

ก3) ผลลุดอกหมุ่ในช่วการระเหยของ CLHP Type C/Pyrex

รูป 4.19 แสดงการเปรียบเทียบผลที่ได้จากการทดสอบ CLHP Type C/Pyrex ซึ่งได้คักแปลงโครงสร้างภายในช่วการระเหยโดยการใส่แหคกึ่งที่ออกแบบขึ้นเป็นพิเศษเข้าไปเพื่อเพิ่มพื้นที่ผิวอิสระ เทียบกับสหสัมพันธ์ของ Rohsenow



รูป4.19 การเปรียบเทียบความสัมพันธ์ระหว่างผลลุดอกหมุ่ใน Pool boiling กับพลักซ์ความร้อนที่ได้จากการทดลอง (CLHP Type C/Pyrex) กับสหสัมพันธ์ของ Rohsenow

สหสัมพันธ์ที่ได้จากการทดลองคือ

$$\frac{C_{pl}(T_w - T_{sat})}{h_{fg} Pr^{1.7}} = 0.159 \left[ \frac{Q/A}{\mu_l h_{fg} \sqrt{g(\rho_l - \rho_v) \delta}} \right]^{0.671} \dots\dots\dots(4.5)$$

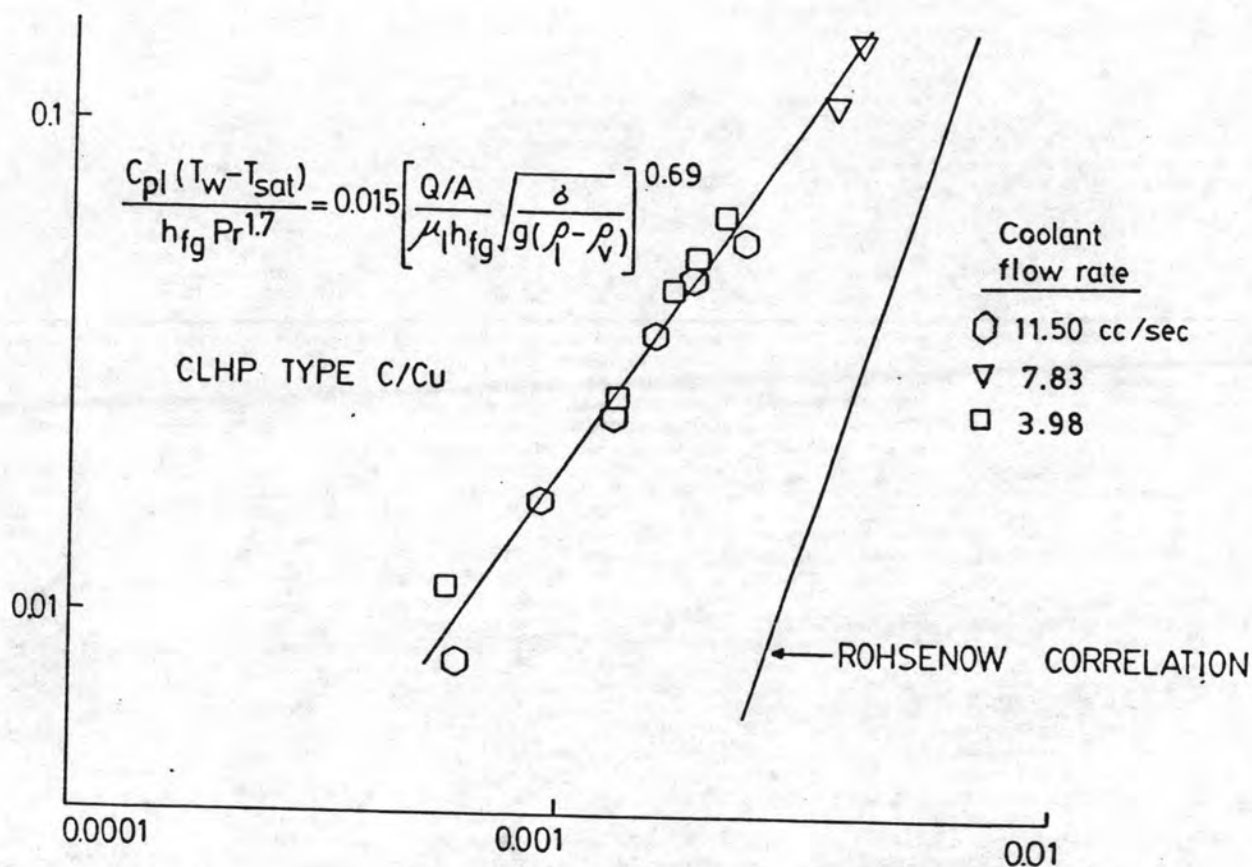
จะเห็นได้ว่าเส้นกราฟที่ได้เขียนเข้าไปใกล้ กับสหสัมพันธ์ของ Rohsenow มากกว่า CLHP Type B/Pyrex

ก4) ผลลคอุณหภูมิจำรงการระเหยของ CLHP Type C/Cu

รูป 4.20 แสดงการเปรียบเทียบผลที่ได้จากการทดสอบ CLHP Type C/Cu ซึ่งมีโครงสร้างเหมือนกับ CLHP Type C/pyrex แต่มีขนาดต่างกันเล็กน้อยเทียบกับสหสัมพันธ์ของ Rohsenow

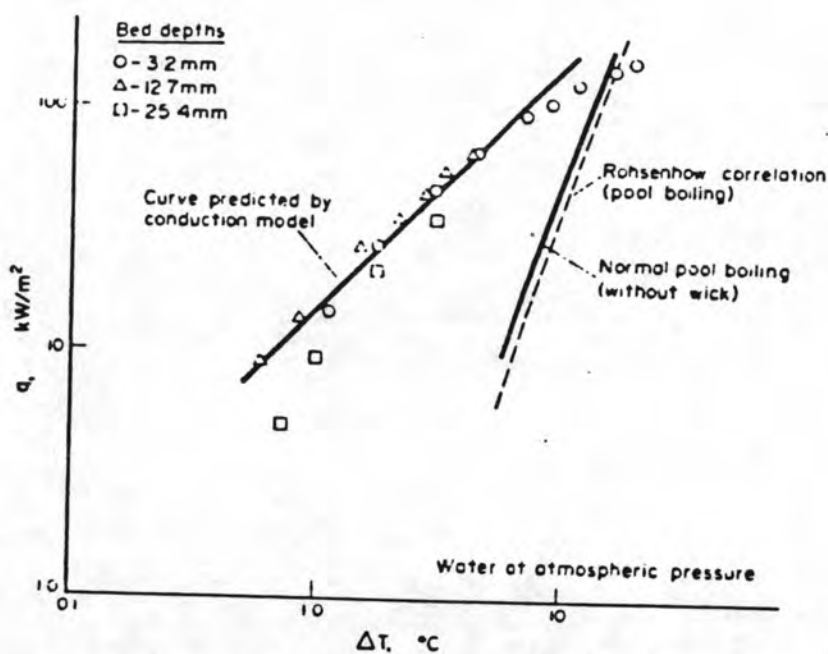
จากรูปจะเห็นได้ว่า การเคีอคแบบ pool boiling ในช่วงการระเหยของ CLHP type C/Cu มีผลลคของอุณหภูมิต่ำกว่า ผลลคอุณหภูมิจากสมการของ Rohsenow เมื่อมีการส่งผ่านความร้อนในอัตราเดียวกันและผลการทดลองสามารถเขียนเป็นสหสัมพันธ์ได้ในรูป

$$\frac{C_{pl}(T_w - T_{sat})}{h_{fg} Pr^{1.7}} = 0.015 \left[ \frac{Q/A}{\mu_1 h_{fg} \sqrt{g(\rho_l - \rho_v)}} \right]^{0.69} \dots\dots\dots(4.6)$$



รูปที่ 4.20 แสดงการเปรียบเทียบผลที่ได้จากการทดสอบ CLHP Type C/Cu เทียบกับสหสัมพันธ์ของ Rohsenow

ถึงแม้ว่าการทดลองจะให้ผลที่แตกต่างกับสหสัมพันธ์ของ Rohsenow มาก แต่ผลการทดลองที่ได้รับในลักษณะนี้มีผู้พบมาก่อนแล้วตัวอย่าง เช่นการทดลองของ Philip และ Hinderman(16) ดังแสดงในรูป 4.21 ซึ่งได้ทดลองศึกษาความสัมพันธ์ระหว่างหลักความร้อนที่ผ่านแผ่นราบที่มีวิกัลป์กลุ่มอยู่กับผลต่างอุณหภูมิต่เกิดขึ้น



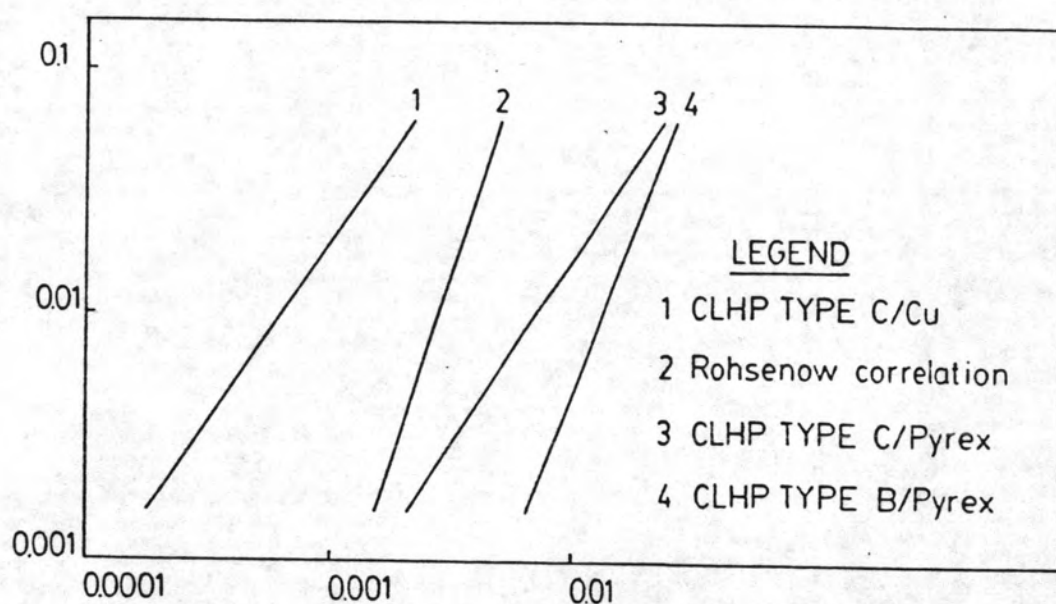
Heat transfer from an submerged wick

รูป 4.21 การทดลองของ Philip &amp; Hinderman

Philip & Hinderman และนักวิจัยอีกหลายท่าน (17), (18) สรุปว่าที่หลักความร้อนต่ำ การถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้น จะเป็นแบบ การนำความร้อนผ่านวิกส์ที่อ้อมตัว เมื่อหลักความร้อนสูงขึ้น เส้นกราฟที่ได้จะคั่นกับเส้นสัมพันธ์ของ Rohsenow อาจเนื่องมาจากไอที่เกิดขึ้นไม่สามารถเคลื่อนที่ผ่านชั้นของวิกส์ได้อย่างสะดวก

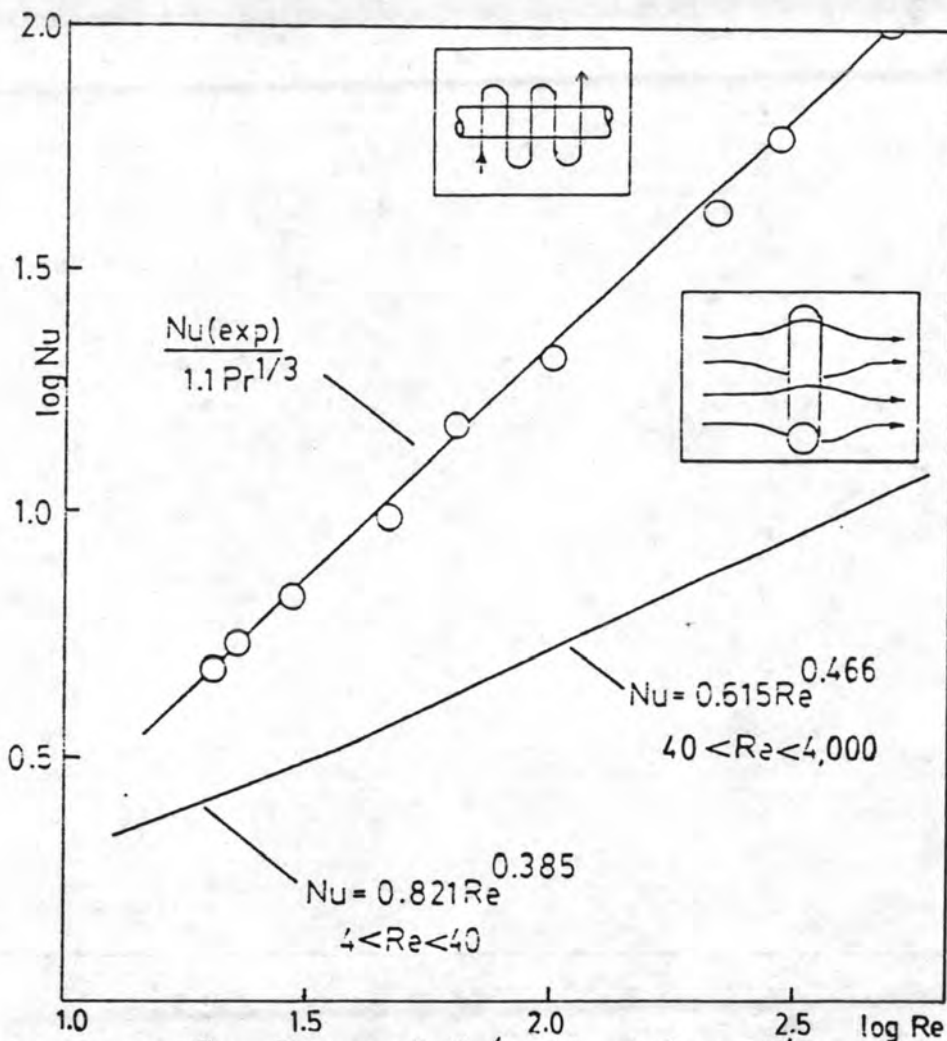
ถ้าอธิบายนี้สมเหตุผล และยอมรับได้ ก็เป็นไปได้ที่จะใช้คำอธิบายนี้กับผลการทดลองที่ได้จาก CLHP Type C/Cu กล่าวคือ แผลกึ่งที่ใส่เข้าไปในช่วงการระเหยมีพฤติกรรมเช่นเดียวกับวิกส์ในกรณีของ Philip & Hinderman

กล่าวโดยสรุปก็คือ ชีคจากัดที่สำคัญประการหนึ่งในการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้หลักการระเหยและการควบแน่นก็คือ ชีคจากัดเนื่องจากการเดือดและการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน อาจทำได้โดยการลดความต้านทานการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากการเดือดลง โดยวิธีการต่าง ๆ วิทยานิพนธ์นี้ได้เสนอแนวทางในการลดความต้านทาน ต่อการถ่ายเทความร้อนในชั้นของของเหลวที่จะเกิดการเดือดได้ง่ายที่หลักความร้อนสูง โดยการเพิ่มขึ้นส่วนที่สามารถสร้างและประกอบได้ง่ายเข้าไปในช่วงการระเหย ซึ่งสามารถพิสูจน์ได้ว่าให้ผลที่คล้ายกับกรณีของฮิคโพที่มีวิกส์ซึ่งสร้างและควบคุมคุณภาพได้ยาก



รูป 4.22 การเปรียบเทียบผลการทดลอง CLHP Type B/Pyrex, CLHP type C.pyrex และ CLHP Type C/Cu กับสหสัมพันธ์ของ Rohsenow

รูปที่ 4.22 แสดงการเปรียบเทียบผลการทดลอง ที่ได้จาก CLHP Type B/Pyrex, CLHP Type C/Pyrex และ CLHP Type C/Cu เพื่อยืนยันข้อสรุปดังกล่าวข้างต้น



รูปที่ 4.23 การเปรียบเทียบความสัมพันธ์ระหว่างค่าล็อกการิทึมของตัวเลขนัสเซลท์กับค่าล็อกการิทึมของตัวเลขเรย์โนลด์ ที่ได้จากการทดลอง กับ สหสัมพันธ์ของ Mc Adams

#### 4.3.3 การเปรียบเทียบผลการทดสอบการพาโดยบังคับ (Forced convection) ในช่วงการควบแน่นกับทฤษฎี

รูปที่ 4.23 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าล็อกการิทึมของตัวเลขนัสเซลท์กับค่าล็อกการิทึมของตัวเลขเรย์โนลด์ ที่ได้จากการทดลอง เปรียบเทียบกับสหสัมพันธ์ของ McAdams (19) ผลที่ได้มีความแตกต่างไปจากทฤษฎีค่อนข้างมาก

ข้อสันนิษฐานสำหรับปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้น คือ

1. อัตรากาโรไลของน้ำหล่อเย็นมีค่าต่ำ ทำให้ Local Nusselt number มีค่าสูงกว่าปกติข้อสันนิษฐานนี้อ้างอิงงานของ E.R.G Eckert & Soehngen, Trans A.S.M.E., 74, 346 (1952)

2. ลักษณะการไหลของน้ำหล่อเย็น ต่างไปจากในสหสัมพันธ์ของ McAdams ดังแสดงในรูป 4.23 อย่างไรก็ตาม Kobayashi และคณะ ("heat transfer performance of A two-phase Closed Thermosyphon" 5th IHPC Program) ก็ได้ใช้สหสัมพันธ์ของ Eckert (McAdams) คำนวณ แล้วลดค่าที่คำนวณได้ลงครึ่งหนึ่ง โดยอ้างถึงความแตกต่างในลักษณะของการไหลของน้ำหล่อเย็น