



บทที่ 8

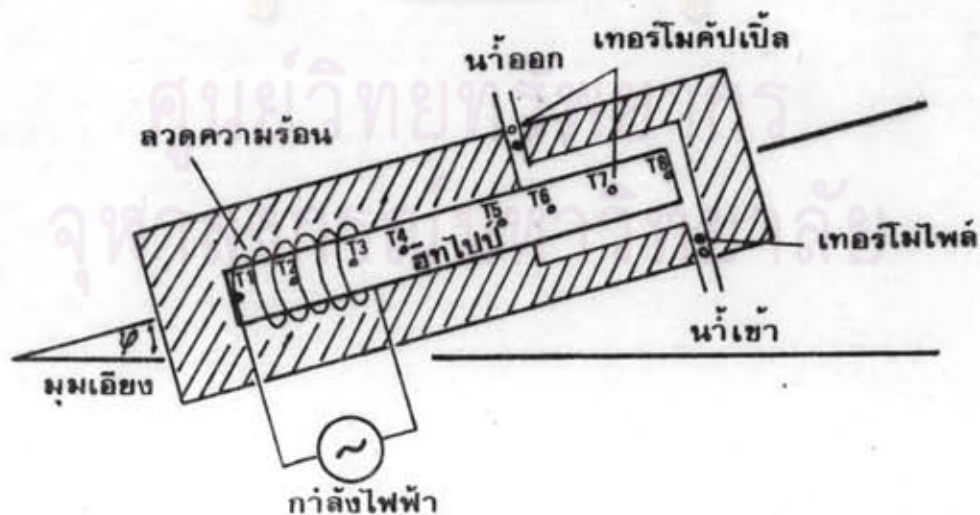
การทดสอบสมรรถนะของฮีทปั๊ม

8.1 อุปกรณ์ที่ใช้ทดสอบสมรรถนะของฮีทปั๊ม

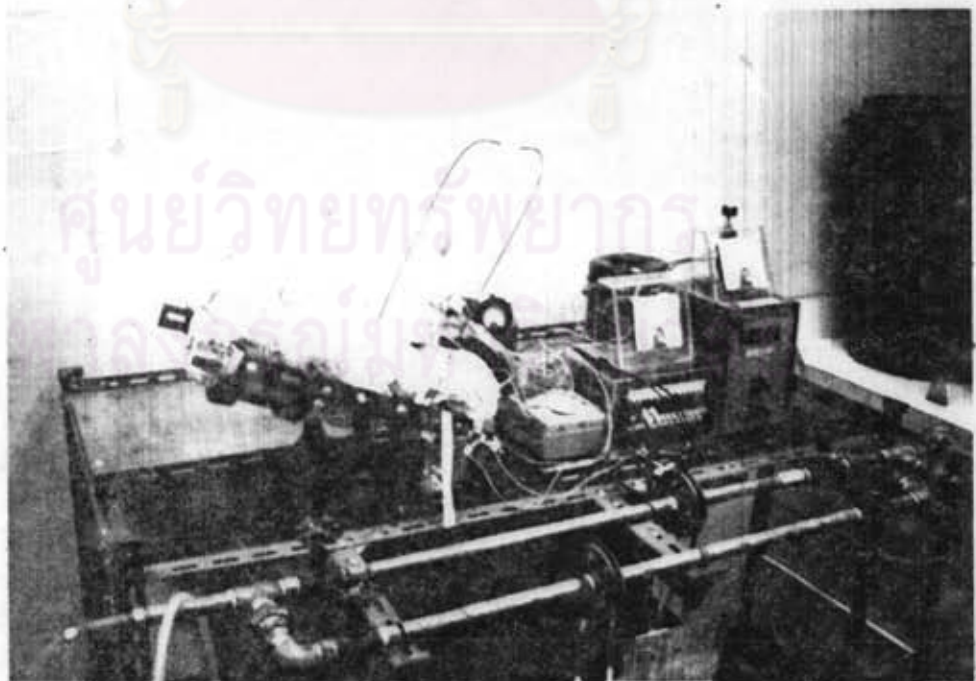
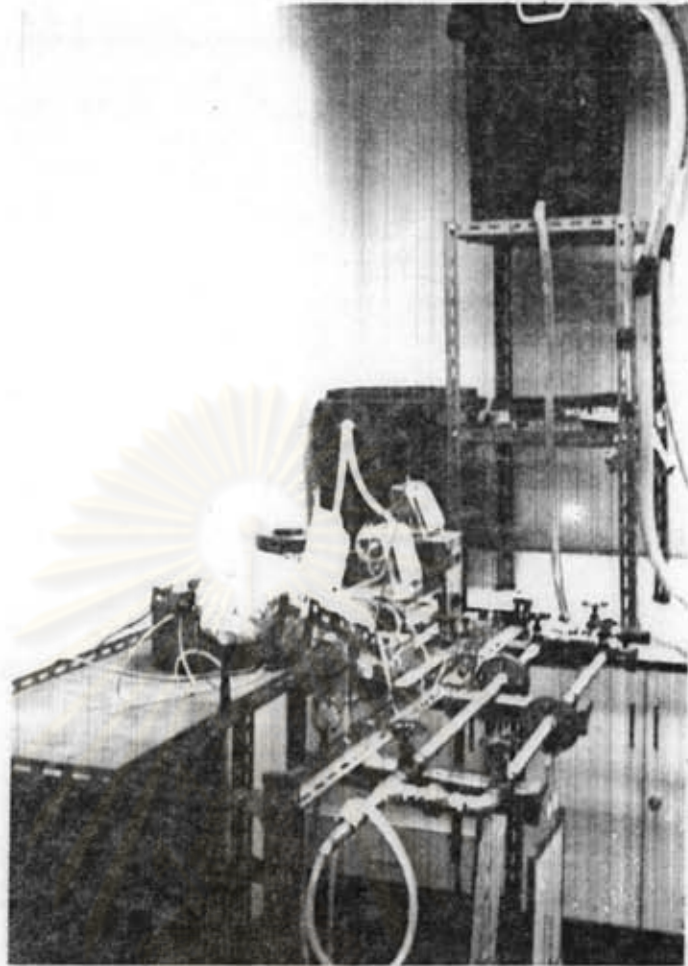
การทดสอบสมรรถนะของฮีทปั๊มในบทนี้จะศึกษาถึงอิทธิพลที่อุณหภูมิของฮีทปั๊ม (φ) ในสภาพต้านแรงโน้มถ่วงของโลก (ช่วงระเหยอยู่เหนือช่วงควบแน่น) มีต่อลักษณะการกระจายอุณหภูมิที่เสถียรของฮีทปั๊ม และสมรรถนะในการถ่ายเทความร้อนของฮีทปั๊ม อุปกรณ์ที่ใช้ศึกษาคุณสมบัติดังกล่าวประกอบด้วย

1. อุปกรณ์วัดอุณหภูมิผิวของฮีทปั๊ม
2. อุปกรณ์ให้ความร้อนคงที่ต่อฮีทปั๊มและอุปกรณ์รับความร้อนจากฮีทปั๊ม

รายละเอียดของอุปกรณ์การทดสอบสมรรถนะของฮีทปั๊มพร้อมทั้งข้อมูลที่จำเป็นเกี่ยวกับการทดสอบมีแสดงไว้ในรูปที่ 8.1 ส่วนรูปที่ 8.2 เป็นภาพถ่ายชุดทดสอบสมรรถนะที่ใช้ทดลอง



รูปที่ 8.1 รายละเอียดของอุปกรณ์การทดสอบสมรรถนะของฮีทปั๊ม



รูปที่ 8.2 ภาพถ่ายชุดอุปกรณ์การทดลองสังเคราะห์ของอีทาไปยี

8.2 ขั้นตอนการทดสอบสมรรถนะของฮีทไปป์

หลังจากติดตั้งฮีทไปป์เข้ากับอุปกรณ์การทดสอบสมรรถนะเรียบร้อยแล้ว การทดสอบสมรรถนะมีแบ่งขั้นตอนดังนี้

1. ปรับมุมเอียง (ψ) ตามความต้องการ โดยให้ช่วงระเหยอยู่เหนือช่วงควบแน่น
2. ควบคุมอัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำที่ไหลเข้า - ออกช่วงควบแน่นให้มีอัตราการไหลที่สม่ำเสมอและมีค่าที่เหมาะสม
3. ปรับกำลังไฟฟ้าที่ป้อนแหล่งให้ความร้อนของฮีทไปป์ให้มีปริมาณ ตามต้องการ รอประมาณ 1-3 ชั่วโมงจนเข้าสู่สภาวะคงที่ (Steady State) จากนั้นจึงบันทึกข้อมูลเกี่ยวกับอุณหภูมิที่ผิวท่อของฮีทไปป์ทุกจุด อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้าและออก ผลต่างของอุณหภูมิน้ำเข้าและออก โดยใช้เทอร์โมโพลล์และอัตราการไหลของน้ำ
4. ทำการทดสอบสมรรถนะที่จุดใหม่โดยเพิ่มปริมาณกำลังไฟฟ้าที่ป้อนแหล่งให้ความร้อน รอจนเข้าสู่สภาวะคงที่ แล้วจึงบันทึกผลตามข้อ 3.
5. ทำการทดสอบจนกระทั่งถึงจุดที่เริ่มเกิดสภาพการแห้งของวิกค์ (dry-out of wick) (SHISHIDO, 1983) (DUNN, 1978) จากนั้นเปลี่ยนไปทดสอบที่มุมเอียงอื่นตามขั้นตอนที่ 2-5 ใหม่ จนได้ข้อมูลครบตามต้องการ

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

8.3 ผลการทดสอบสมรรถนะของฮีทปั๊มที่สร้างเอง

ฮีทปั๊มแก้วที่ใช้ทดสอบสมรรถนะ เป็นแท่งที่ 7 และแท่งที่ 10 ในรูปที่ 7.5 ซึ่งมีคุณสมบัติทั่วไปดังที่ระบุไว้ในหัวข้อ 7.1 และในตารางที่ 7.1 การทดสอบสมรรถนะกระทำที่มุมวางตัว 14, 16, 18 และ 20 องศา ในแนวต้านแรงโน้มถ่วงของโลก (against gravity) โดยมีระยะช่วงการระเหย 11 ซม. ระยะช่วงกึ่งกลาง (ช่วงส่งผ่าน) 10 ซม. และระยะช่วงการควบแน่น 11 ซม.

ผลของการทดสอบสมรรถนะของฮีทปั๊มที่สร้างเอง 2 แท่ง สามารถแบ่งออกได้เป็น 4 ส่วนดังนี้

8.3.1 ลักษณะการกระจายของอุณหภูมิผิวท่อและการเกิดการแห้งสนิทของวิกค์

วิธีการหาขีดจำกัดการถ่ายเทความร้อนที่นิยมกันก็คือ การตรวจสอบการเกิดสภาพการแห้งสนิทของวิกค์ในช่วงการระเหย สภาพการเกิดการแห้งสนิทของวิกค์นี้สามารถตรวจพบได้โดยการวัดการกระจายของอุณหภูมิที่ผิวท่อของท่อฮีทปั๊ม ในขณะที่ฮีทปั๊มทำงานปกติ การกระจายของอุณหภูมิจะสม่ำเสมอตลอดความยาวท่อฮีทปั๊ม เมื่อเริ่มเกิดสภาพการแห้งสนิทของวิกค์ อุณหภูมิที่ผิวท่อของบริเวณปลายของช่วงการระเหยจะเพิ่มสูงขึ้นกว่าปกติอย่างเห็นได้ชัด รูปที่ 8.3 แสดงผลการทดลองที่ว่า เมื่ออัตราการถ่ายเทความร้อนในแนวแกนมีค่า 7.9 W อุณหภูมิช่วงการระเหยตอนปลายจะเริ่มมีค่าสูงผิดปกติ

ศูนย์วิจัยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

รูปที่ 8.3 ลักษณะการกระจายของอุณหภูมิที่ผิวท่อฮีทไปป์ที่สร้างเอง



ในกรณีของฮีทปั๊มที่ผิวงท่อน้ำได้ทำด้วยโลหะ จุดอุณหภูมิของปลายขั้ววงการระเหยและปลายขั้ววงการควบแน่น จะแตกต่างกันพอสมควร แม้ในสภาพการทำงานปกติ ดังนั้น การตัดสินใจว่าเริ่มเกิดสภาพการแห้งสนิทของวิกต์แล้วหรือยัง โดยการสังเกตการกระจายของอุณหภูมิของผิวท่อน้ำทำได้ลำบาก ด้วยเหตุนี้ งานวิจัยนี้จึงได้พิจารณาปัญหานี้ และเสนอแนะวิธีง่าย ๆ สำหรับวิเคราะห์การกระจายของอุณหภูมิผิวท่อน้ำ เพื่อตัดสินใจการแห้งสนิทของวิกต์ดังต่อไปนี้ (รูป 8.1 ประกอบ)

1. ค่ารวมผลลดยของอุณหภูมิขั้ววงการระเหย (ΔT_H) ที่ได้จากการทดลอง

$$\Delta T_H = \frac{T_1 + T_2 + T_3}{3} - T_4 \quad (8.1)$$

2. ค่ารวมผลลดยของอุณหภูมิขั้ววงการสั่งผ่าน (ΔT_T) ที่ได้จากการทดลอง

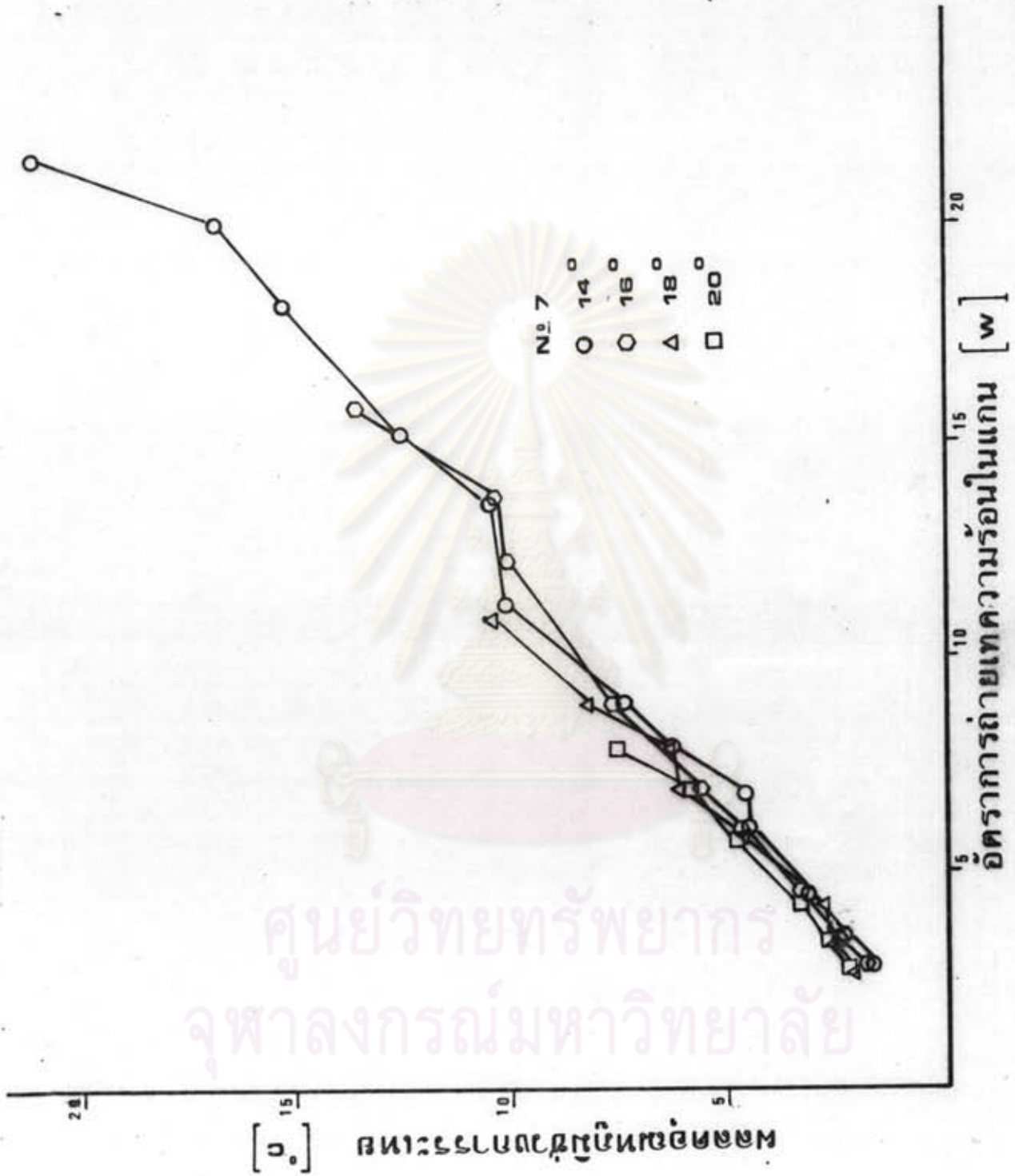
$$\Delta T_T = T_4 - T_5 \quad (8.2)$$

3. ค่ารวมผลลดยของอุณหภูมิขั้ววงการควบแน่น (ΔT_C)

$$\Delta T_C = T_5 - \frac{T_6 + T_7 + T_8}{3} \quad (8.3)$$

เมื่อเอาผลการทดลองข้างต้นมาเขียนกราฟระหว่างผลลดยของอุณหภูมิที่ผิวท่อน้ำฮีทปั๊ม กับอัตราการถ่ายเทความร้อนในแนวแกน จะได้ดังที่แสดงไว้ในรูปที่ 8.4, ก, ข, ค และ 8.5 ก, ข, ค สำหรับฮีทปั๊มแท่งที่ 7 และแท่งที่ 10 ตามลำดับ

สรุปแล้วกราฟความสัมพันธ์ระหว่างผลลดยของอุณหภูมิที่ผิวท่อน้ำของขั้ววงการระเหยกับอัตราการถ่ายเทความร้อนในแนวแกน จะเป็นปัจจัยสำคัญที่ใช้ตัดสินใจการเกิดสภาพการแห้งสนิทของวิกต์ ส่วนผลลดยของอุณหภูมิขั้ววงอื่น ๆ จะให้ข้อมูลที่ไม่ว่างการตัดสินใจโดยตรง



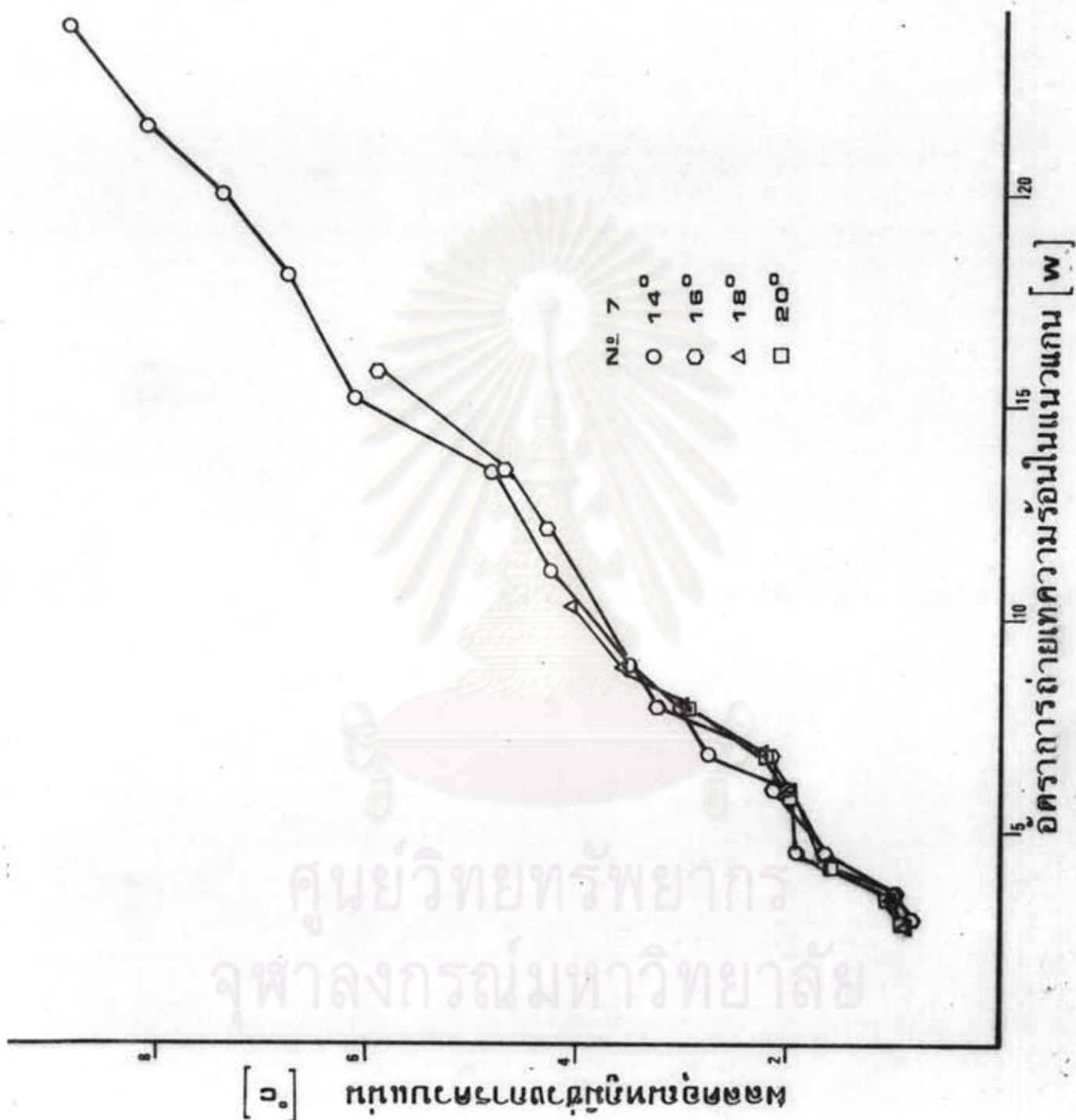
ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

รูปที่ 8.4 ก. ผลลของจุดหฤทที่ควทอชทไปบแก่งที่ 7 ฝั่งการระเทบ



รูปที่ 8.4 ข. ผลลของจุดหมุนที่วัดที่อุณหภูมิ 7 ช่วงการส่งผ่าน

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

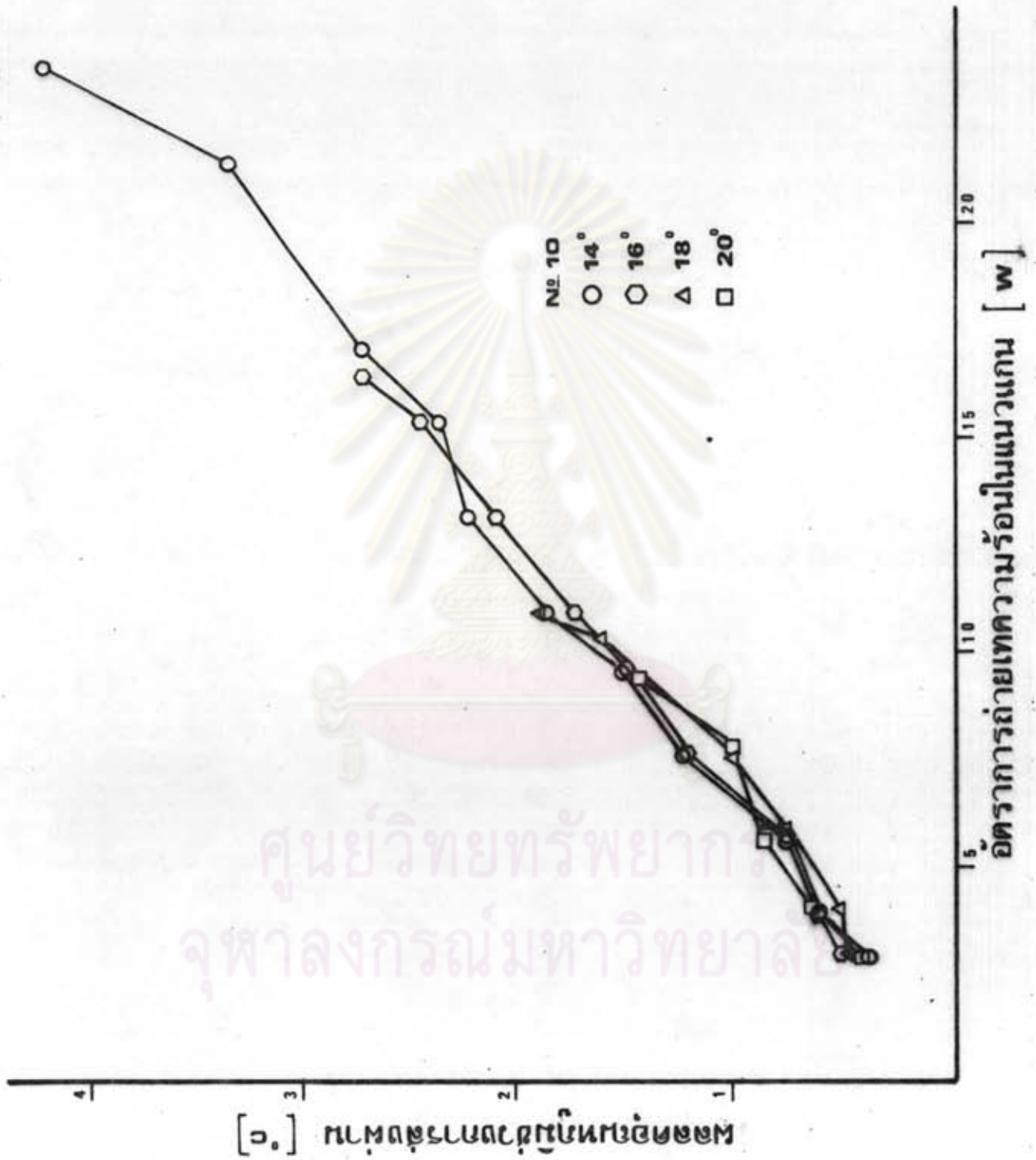


ศูนย์วิทยทรัพยากร
 จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



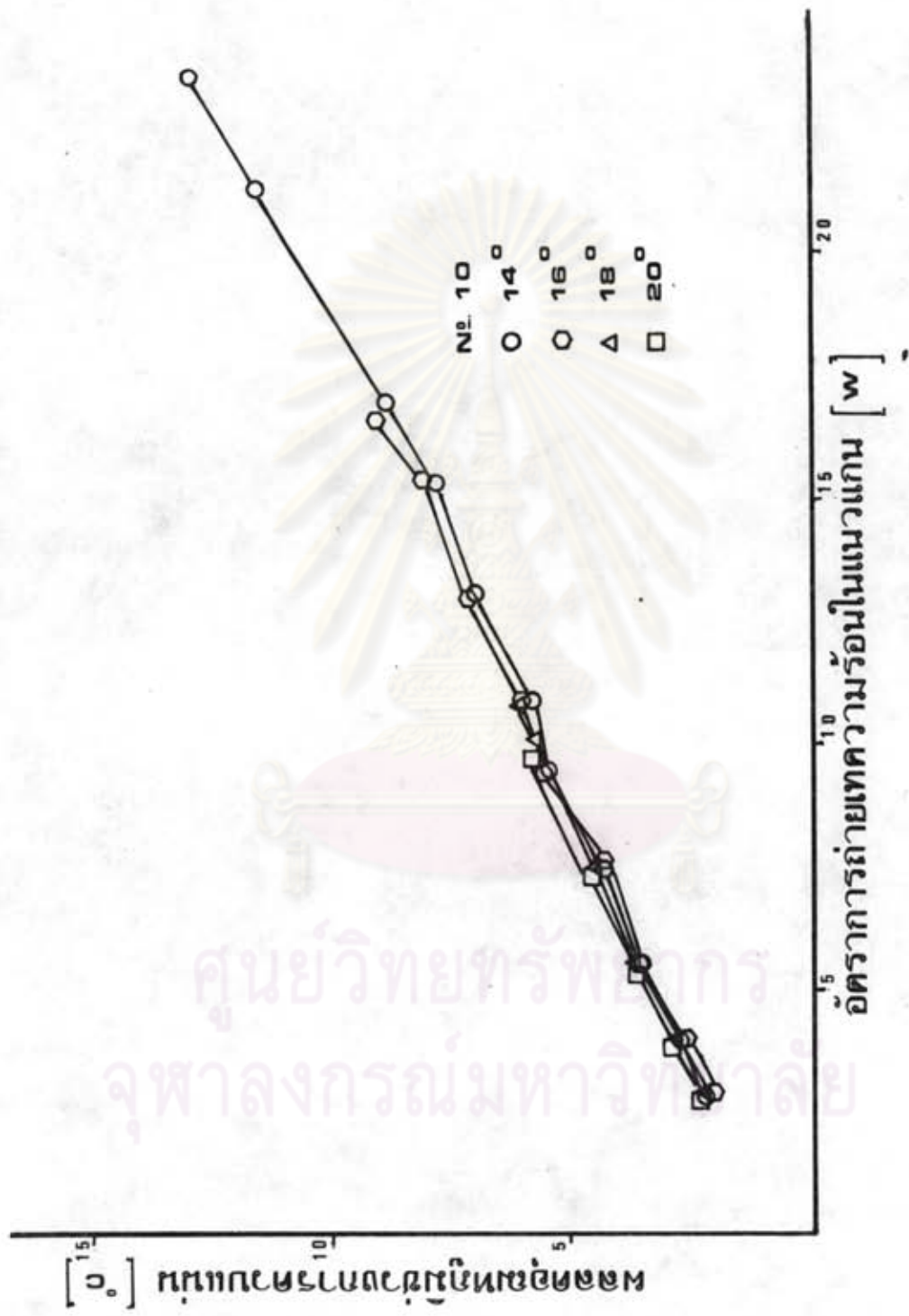
ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

รูปที่ 8.5 ก. ผลลดอุณหภูมิที่ผิวท่อซีทไปแก่งที่ 10 ช่วงการระเหย



ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

รูปที่ 8.5 ข. ผลลตของอุณหภูมิที่วาทอธทไปบแก่งที่ 10 ฝว่งการส่งผ่าน



รูปที่ 8.5 ค. ผลลตของอุณหภูมิที่วัดที่ออกไปที่ 10 ช่วงการควบคุม

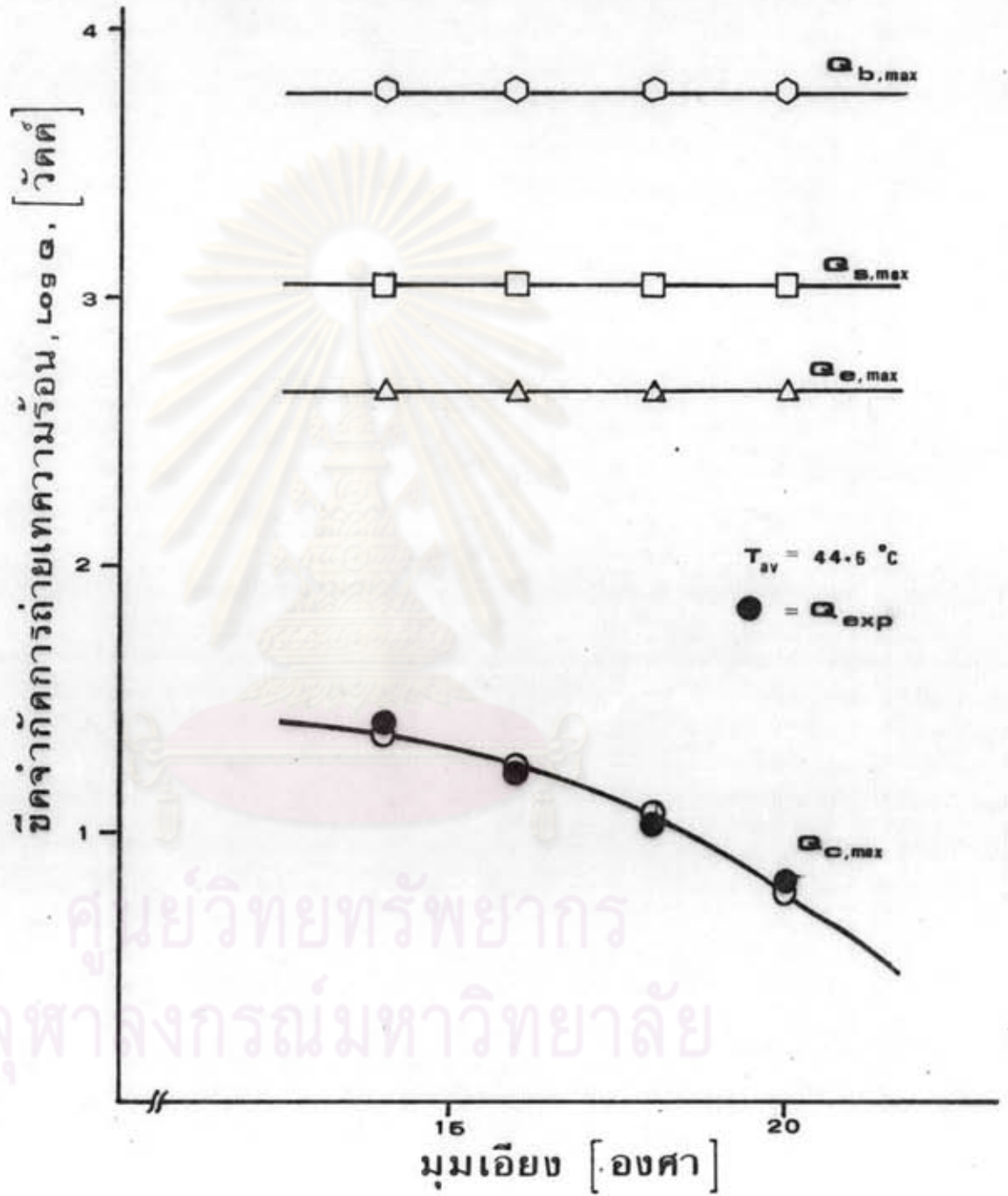
8.3.2 ขีดจำกัดการถ่ายเทความร้อนของอิฐไปป์ที่สร้างเอง

อัตราการถ่ายเทความร้อนในแนวแกนที่ทำให้เริ่มเกิดสภาพการแห้งสั่นของอิฐค้
นี้ถือว่าเป็นขีดจำกัดการถ่ายเทความร้อนของอิฐไปป์ที่มุงวางตัวขึ้น ๆ ผลการทดลองขีดจำกัดการ
ถ่ายเทความร้อนสูงของอิฐไปป์ที่สร้างเองนี้ ได้แสดงไว้ในตารางที่ 8.1

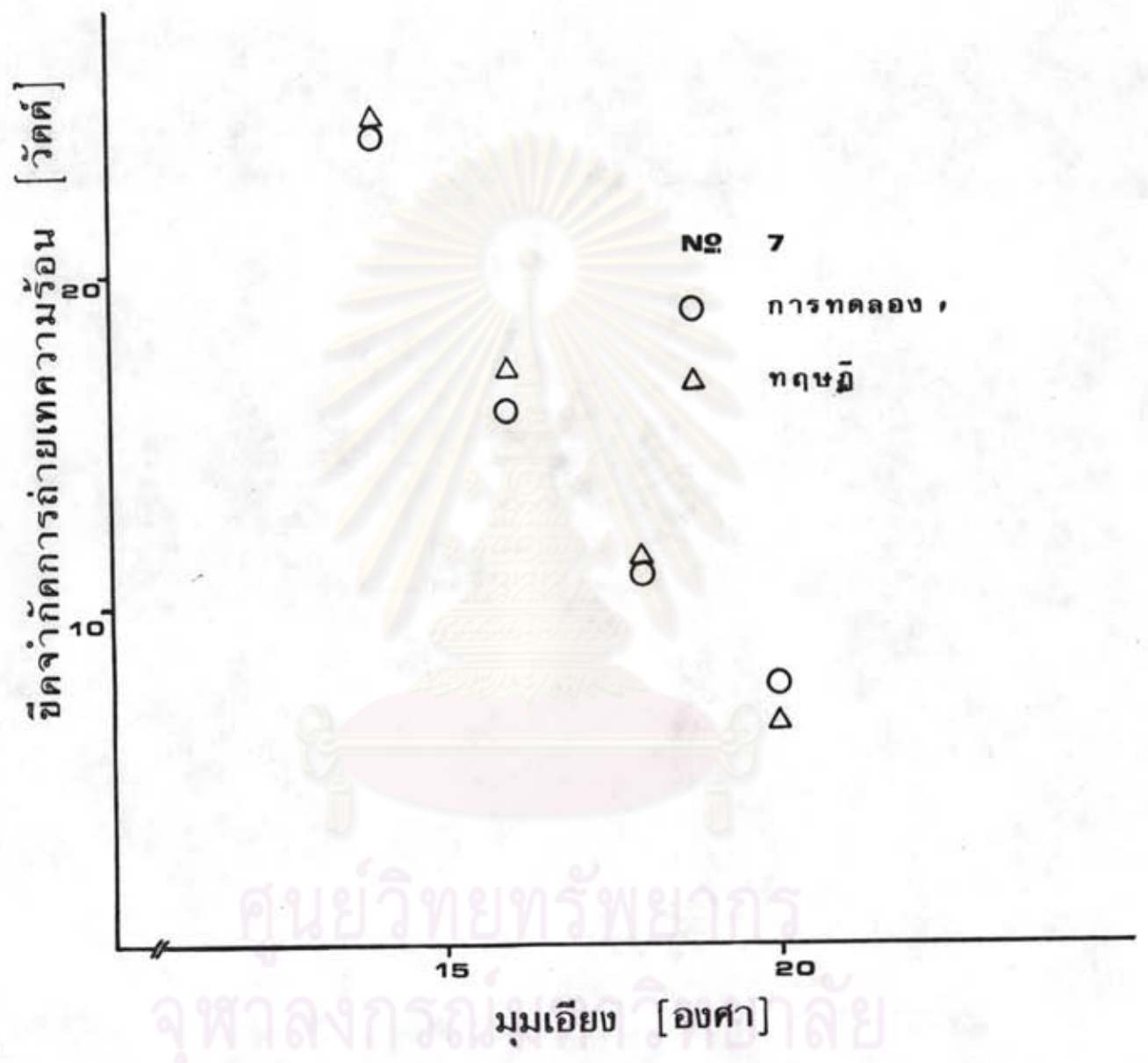
ที่ขีดจำกัดการถ่ายเทความร้อนของ อิฐไปป์อุณหภูมิเฉลี่ยประมาณ 44.5 °ซ เมื่อทำการ
คำนวณหาขีดจำกัดการถ่ายเทความร้อนแต่ละแบบที่มุงวางตัวต่าง ๆ ได้ตั้งกราฟรูปที่ 8.6 ขีดจำกัด
การถ่ายเทความร้อนที่ได้จากการทดลองมีค่าเปลี่ยนแปลงกับมุงวางตัวอีกทั้งยังมีค่าใกล้เคียงกับขีด
จำกัดการถ่ายเทความร้อนแบบท่อรู เข็มด้วย เมื่อทำการทดลอง และ
คำนวณหาขีดจำกัดการถ่ายเทความร้อนของอิฐไปป์ที่สร้างเองนี้ พบว่าขีดจำกัดการถ่ายเทความร้อน
นี้เป็นแบบท่อรู เข็มจริง โดยค่าที่คำนวณได้แสดงไว้ในตารางที่ 8.1

ตารางที่ 8.1 ขีดจำกัดการถ่ายเทความร้อนของอิฐไปป์ที่สร้างเองที่มุงวางตัวต่าง ๆ

แท่งที่	มุงวาง (องศา)	ขีดจำกัดการถ่าย เทความร้อน (วัตต์)	อุณหภูมิเฉลี่ย (°ซ)	ค่าทางทฤษฎีของ ขีดจำกัดแบบท่อ รูเข็ม (วัตต์)
7	14	24.03	55.56	24.76
	16	15.80	47.06	17.45
	18	10.86	42.50	11.56
	20	7.90	38.43	6.36
10	14	23.6	52.00	24.69
	16	16.6	45.37	17.32
	18	10.9	39.93	11.40
	20	7.5	35.00	6.37
			44.5	

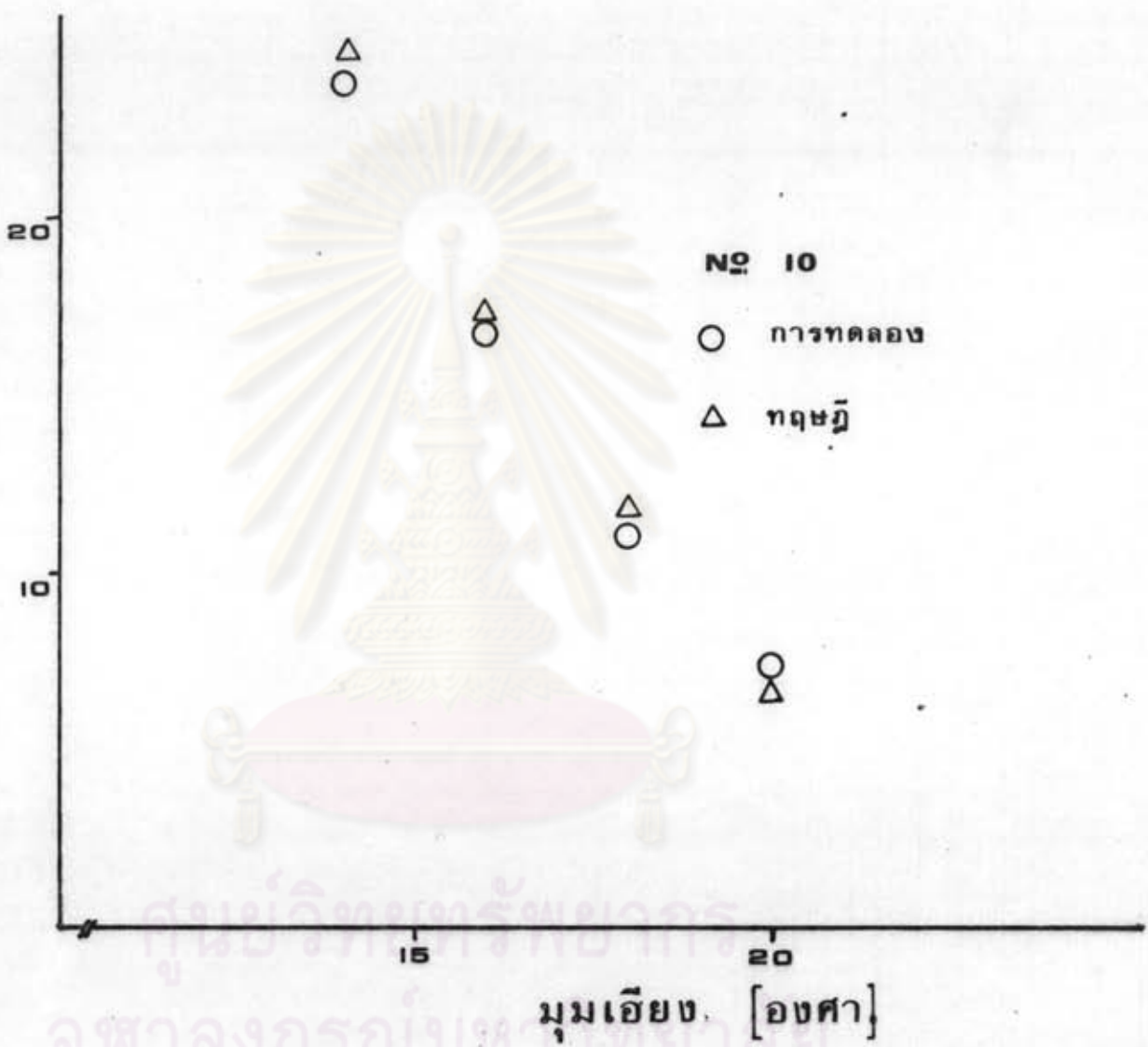


รูปที่ 8.6 เปรียบเทียบขีดจำกัดการถ่ายเทความร้อนทางทฤษฎีที่มุมวางต่าง ๆ



รูปที่ 8.7 ชีตจำกัถการถ่ายเทความร้อนของฮีทไปป์แห่งที่ 7

ขีดจำกัดการถ่ายเทความร้อน [วัตต์]



รูปที่ 8.8 ขีดจำกัดการถ่ายเทความร้อนของซีทไปป์แท่งที่ 10

รูปที่ 8.7 และ 8.8 เปรียบเทียบค่าขีดจำกัดการถ่ายเทความร้อนที่ได้จากการทดลองกับค่าขีดจำกัดการถ่ายเทความร้อนแบบทอรูเอียมของฮีทไพป์ทั้ง 2 แห่ง จะเห็นได้ว่าค่าที่ได้จากการทดลองและทางทฤษฎีมีค่าใกล้เคียงกัน มีค่าคลาดเคลื่อน ± 1.3 W สาเหตุที่สำคัญคือ ในการทดสอบสมรรถนะของฮีทไพป์นี้ มีขีดจำกัดการเพิ่มของอัตราการถ่ายเทความร้อนในแนวแกน ซึ่งสามารถทำได้ละเอียดได้เพียง 1.5 W ดังนั้นอัตราการถ่ายเทความร้อนในแนวแกนที่เกิดสภาพแห้งสนิทของวีกส์ที่ตรวจพบ จะมีความมากกว่าขีดจำกัดการถ่ายเทความร้อนของฮีทไพป์นั้นแล้ว (HAHN, 1982) ดังนั้นพอสรุปได้ว่า ขีดจำกัดที่พบทั้งหมดเป็นแบบแรงทอรูเอียม

8.3.3 สมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของฮีทไพป์ที่สร้างขึ้นเอง

ในที่นี้ การศึกษาสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของฮีทไพป์ที่สร้างขึ้นเองหมายถึง การศึกษาสภาพการนำความร้อนเชิงประสิทธิผล (Effective Thermal Conductivity) (HAHNE, 1982) โดยใช้ทฤษฎีการส่งผ่านความร้อนโดยการนำ (Heat Conduction) ตามวิธีที่เสนอโดย E. Schmidt (SCHMIDT, 1960) ดังนี้

$$\lambda_{\text{eff}} = \frac{L Q}{A_{\text{cross}} \Delta T} \quad (8.4)$$

ในที่นี้

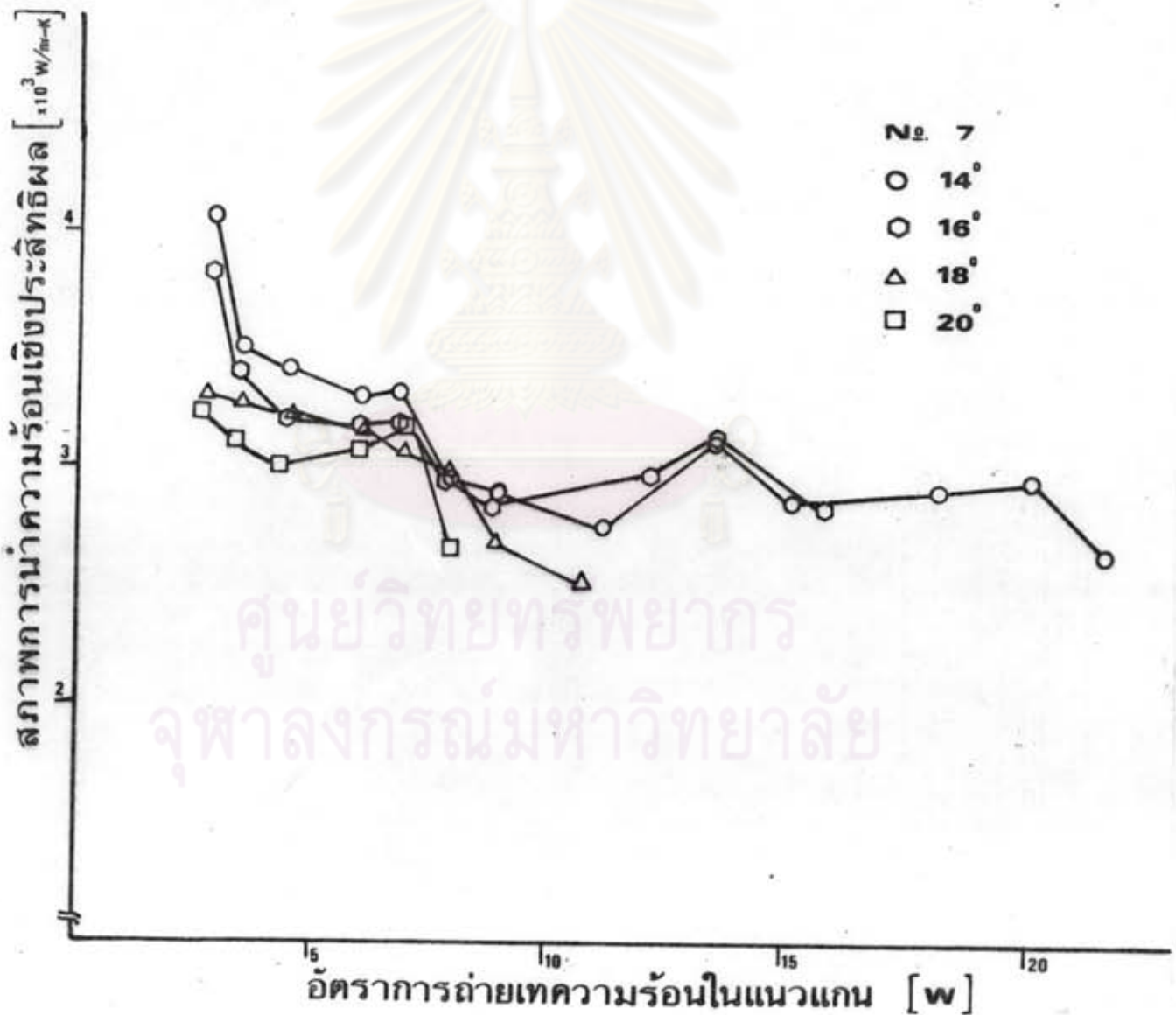
- λ_{eff} = สภาพการนำความร้อนเชิงประสิทธิผล (W/m-K)
- Q = อัตราการถ่ายเทความร้อนในแนวแกนของฮีทไพป์ (W)
- L = ความยาวระหว่างจุดกึ่งกลางของช่วงควบแน่นและของช่วงระเหย (m)
- A_{cross} = พื้นที่หน้าตัดของท่อฮีทไพป์ ($A_{\text{cross}} = d_i^2 \pi / 4$) (m²)
- ΔT = ผลต่างของอุณหภูมิเฉลี่ยระหว่างช่วงระเหยกับช่วงควบแน่น (K)

รูปที่ 8.9 และ 8.10 แสดงผลการวิเคราะห์หาค่าสภาพการนำความร้อนเชิงประสิทธิผลของฮีทไพป์แห่งที่ 7 และ 10 โดยใช้สมการที่ (8.4) จะเห็นได้ว่า สภาพการนำความร้อนเชิงประสิทธิผลของฮีทไพป์แก้วที่สร้างขึ้นเองมีค่าสูงสุด 4048 W/m-K หรือประมาณ 10 เท่า

ของสภาพการนำความร้อนของท่อทองแดงตันที่มีขนาดเท่ากัน ($\lambda_{cu} = 372 \text{ W/m-K}$)
 ที่อัตราการถ่ายเทความร้อนในแนวแกน 2.9 W และมุมเอียง 14 องศา (แท่งที่ 7)

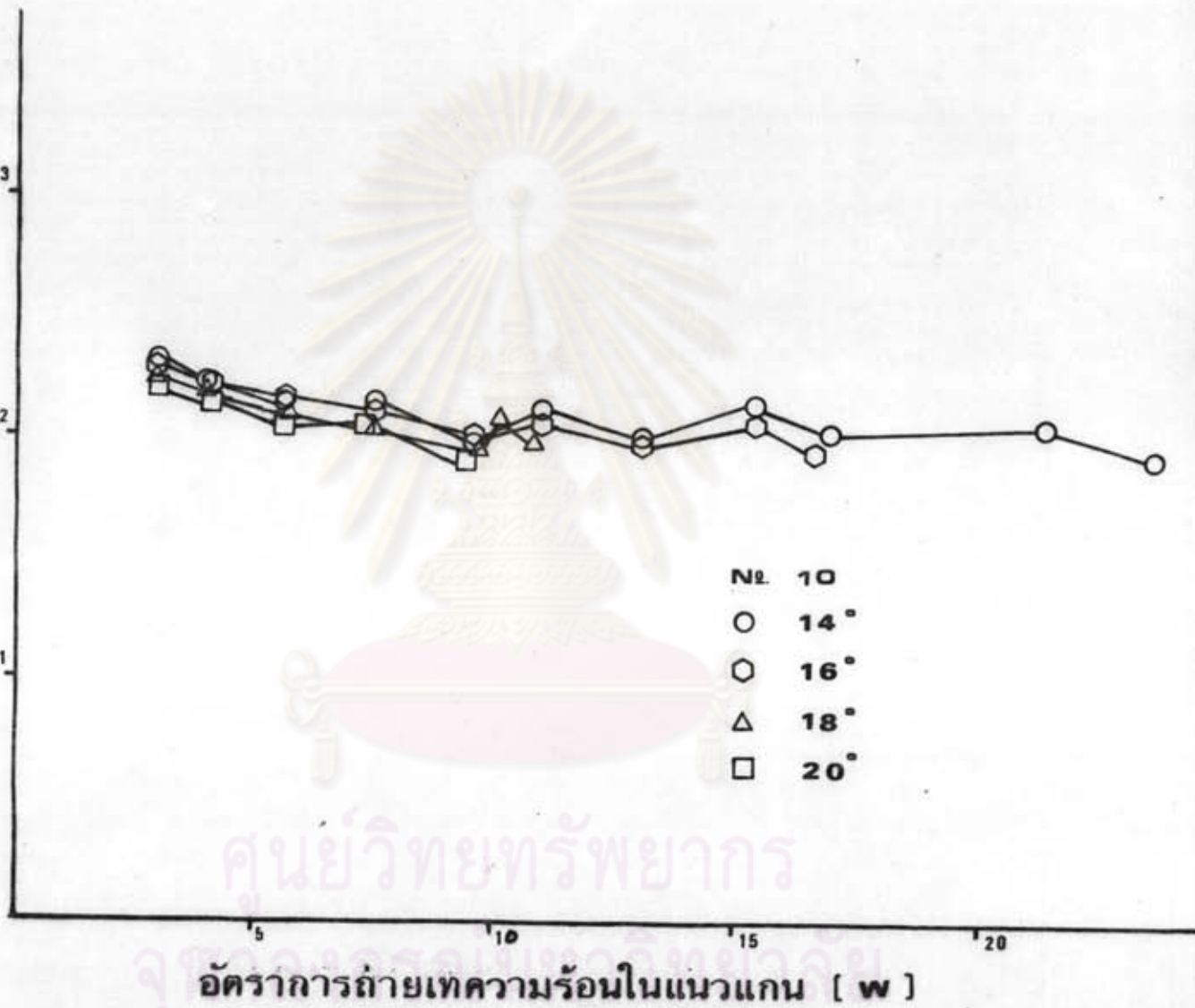
โดยทั่วไปสภาพการนำความร้อนเชิงประสิทธิผลของฮีทไปป์จะลดลงเมื่อมุมเอียงมีค่า
 มากขึ้น ที่อัตราการถ่ายเทความร้อนในแนวแกนคงที่

ในทางตรงข้าม สภาพการนำความร้อนเชิงประสิทธิผลของฮีทไปป์จะมีค่าลดลงเมื่อ
 อัตราการถ่ายเทความร้อนในแนวแกนมีความมากขึ้น ที่มุมเอียงคงที่



รูปที่ 8.9 สภาพการนำความร้อนเชิงประสิทธิผลของฮีทไปป์แท่งที่ 7

สภาพการนำความร้อนเชิงประสิทธิผล [$\times 10^3 \text{ W/m}\cdot\text{K}$]



รูปที่ 9.10 สภาพการนำความร้อนเชิงประสิทธิผลของฮีทไปป์แท่งที่ 10

จากผลการทดลองสมรรถนะของฮีทไปป์แบบทองแดง/น้ำ แท่ง B (ฮีทไปป์ B) (เล่มใจ, 2526) ที่มุมวางตัวเป็น 10 องศา กับแนวระดับในสภาพต้านแรงโน้มถ่วงของโลก (against gravity) เมื่อทำข้อมูลให้มาวิเคราะห์หาสภาพการนำความร้อนเชิงประสิทธิผลพบว่า สภาพการนำความร้อนเชิงประสิทธิผลสูงสุดมีค่า $23,762 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ ($Q = 8.6 \text{ W}$, $\Delta T = 2.25 \text{ K}$, $A_{\text{cross}} = 3.217 \times 10^{-5} \text{ m}^2$ และ $L = 0.2 \text{ m}$) หรือประมาณ 63 เท่าของสภาพการนำความร้อนของท่อทองแดงตัน และมีค่ามากกว่าสภาพการนำความร้อนเชิงประสิทธิผลของฮีทไปป์แก้วที่สร้างเองอยู่มากทั้งนี้เนื่องจากฮีทไปป์ B เป็นผนังทองแดงซึ่งมีสภาพการนำความร้อนดีกว่าของ แก้วประมาณ 520 เท่า อีกทั้งเงื่อนไขในการทดลองสมรรถนะก็แตกต่างกัน

8.3.4 การปรับปรุงทฤษฎีสมรรถนะของฮีทไปป์

เนื่องจากท่อฮีทไปป์ที่สร้างขึ้นไม่ได้ใช้โลหะเหลว(liquid metal)แต่ใช้น้ำบริสุทธิ์เป็นของไหลใช้งาน ดังนั้นทฤษฎีที่เชื่อถือได้เกี่ยวกับความต้านทานความร้อนของวิกค์และของไหลใช้งานจึงยังไม่มี(COTTER, 1965) ในงานวิจัยนี้จึงจำเป็นต้องปรับปรุงทฤษฎีที่มีอยู่เพื่อให้สามารถทำนายผลได้ใกล้เคียงกับการทดลอง

การกระจายของอุณหภูมิที่ผิวท่อของฮีทไปป์ ทำมาได้โดยอาศัยสมการที่ (3.35) - (3.43) คำนวณไล่หาอุณหภูมิของช่วงการระเหยโดยมีเริ่มต้นจากอุณหภูมิของช่วงการควบแน่นซึ่งได้จากการวัด ตัวอย่างต่อไปนี้จะแสดงการคำนวณสำหรับท่อฮีทไปป์แท่งที่ 7 ที่มุมวางตัว 14 องศา และอัตราการถ่ายเทความร้อนในแนวแกน 2.93 W

อุณหภูมิของช่วงควบแน่น 31.160°C ($T_{p,c}$) ที่อุณหภูมิ 31.160°C $k_p = 0.75 \text{ W/m}\cdot\text{K}$

$$R_{p,c} = 1.7354 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

$$T_{p,w,c} - T_{p,c} = 0.647^\circ\text{C(K)}$$

$$T_{p,c} = 31.807^\circ\text{C}$$

ที่อุณหภูมิ 31.807°C $k_1 = 0.622 \text{ W/m}\cdot\text{K}$, $k_w = 394 \text{ W/m}\cdot\text{K}$

$$k_{e,c} = 1.4535 \text{ W/m}\cdot\text{K}$$

$$R_{wc} = 1.1193 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

$$T_{wv,c} - T_{pw,c} = 0.417 \text{ } ^\circ\text{C (K)}$$

$$T_{wv,c} = 32.224 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{wv,c} \approx T_{v,c} = 32.224 \text{ } ^\circ\text{C}$$

ที่อุณหภูมิ 32.224 $^{\circ}\text{C}$ (305.524 K)

$$\mu_v = 1.009 \times 10^{-5} \text{ kg/(m}\cdot\text{sec)}$$

$$\rho_v = 0.0347 \text{ kg/m}^3$$

$$\lambda = 2.4195 \text{ J/kg}$$

$$F_v = 2.2200 \text{ (N/m}^2) / (\text{W}\cdot\text{m)}$$

$$R_v = 2.9285 \times 10^{-8} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

$$T_{v,e} - T_{v,c} = 0.001 \text{ } ^\circ\text{C (K)}$$

$$T_{v,e} = 32.225 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{v,e} \approx T_{wv,e}, T_{wv,e} = 32.225 \text{ } ^\circ\text{C}$$

ที่อุณหภูมิ 32.225 $^{\circ}\text{C}$ $k_l = 0.623 \text{ W/m}\cdot\text{K}$, $k_w = 394 \text{ W/m}\cdot\text{K}$

$$k_{e,e} = 1.455 \text{ W/m}\cdot\text{K}$$

$$R_{we} = 1.230 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

$$T_{pw,e} - T_{wv,e} = 0.4588 \text{ } ^\circ\text{C (K)}$$

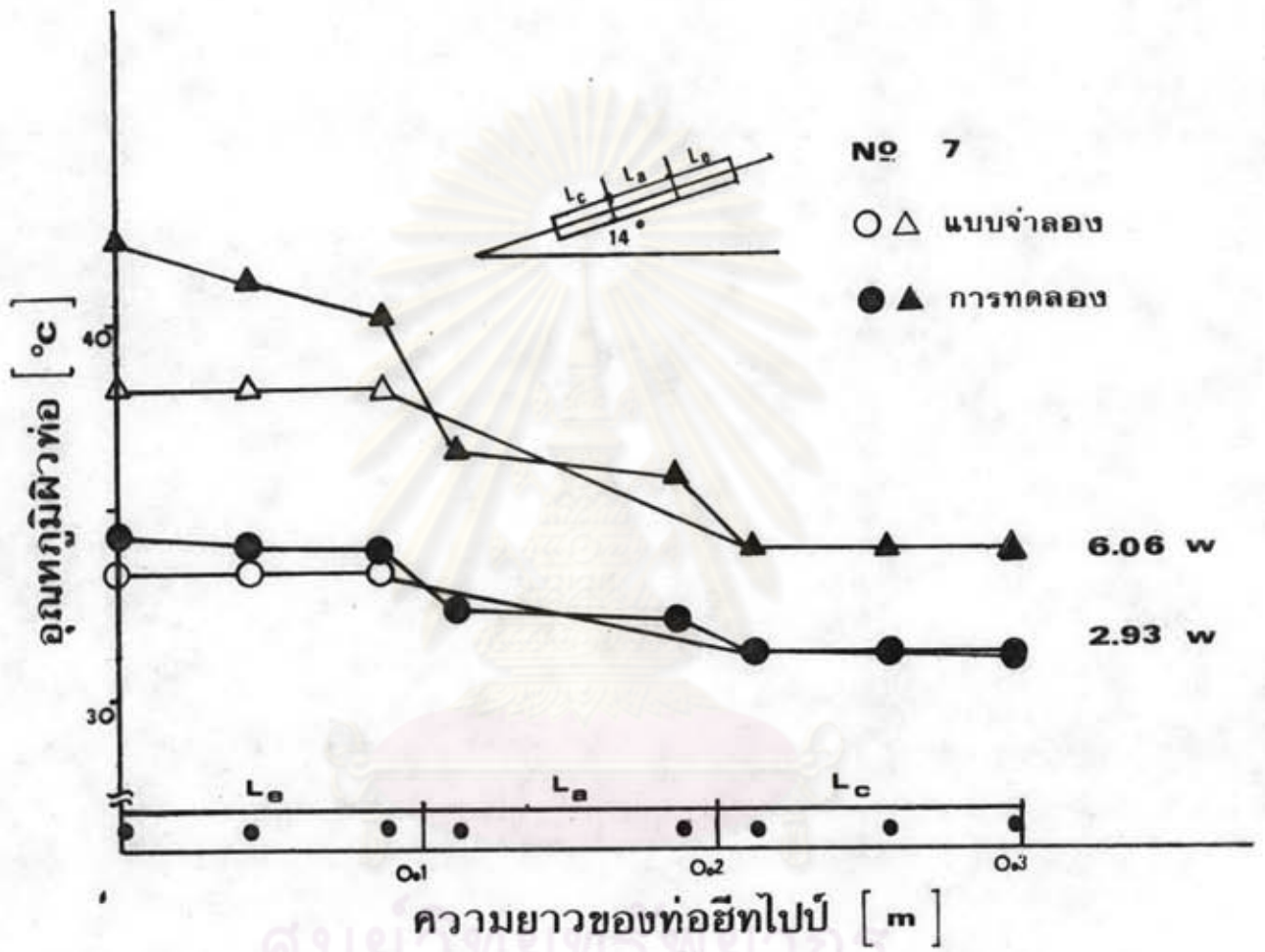
$$T_{w,e} = 32.683 \text{ } ^\circ\text{C}$$

ที่อุณหภูมิ 32.683 $^{\circ}\text{C}$ $k_p = 0.75 \text{ W/m}\cdot\text{K}$

$$R_p = 1.7354 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

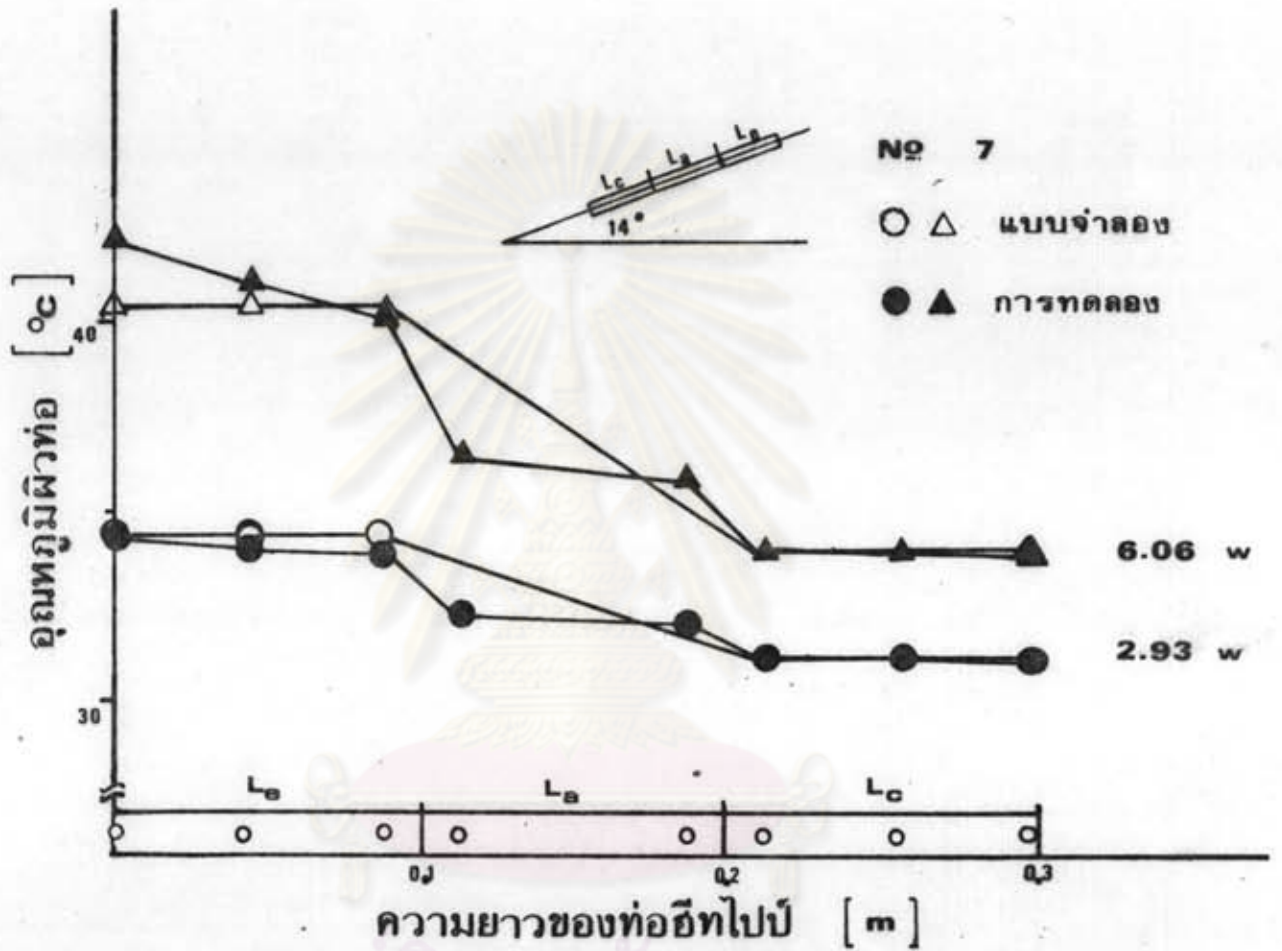
$$T_{p,e} - T_{pw,e} = 0.647 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{p,e} = 33.330 \text{ } ^\circ\text{C}$$



ศูนย์วิจัยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

รูปที่ 8.11 เปรียบเทียบอุณหภูมิที่ผิวท่อจากการทดลองและทฤษฎี



ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

รูปที่ 8.12 เปรียบเทียบอุณหภูมิที่ผิวท่อจากการทดลองและทฤษฎีที่ปรับค่าแล้ว (ค่าชดเชย = 2.12)

นั่นคืออุณหภูมิผิวของช่วงการระเหยจากทฤษฎีเท่ากับ 33.33°C แต่จากการทดลองพบว่าอุณหภูมิผิวของช่วงการระเหยเท่ากับ 33.95°C ซึ่งสูงกว่าทางทฤษฎีประมาณ 22% ในทำนองเดียวกัน เมื่อทดลองคำนวณอุณหภูมิผิวของช่วงการระเหยที่อัตราการถ่ายเทความร้อนในแนวแกน 6.06 W ก็พบว่ามีความคลาดเคลื่อนประมาณ 62% ดังในรูปที่ 8-11

อย่างไรก็ดีความคลาดเคลื่อนนี้สามารถแก้ไขได้เพราะเราทราบว่าความผิดพลาดที่เกิดขึ้น เกิดจากที่ค่าความต้านทานความร้อนของวีกส์ที่อิมเมอร์สัฟ (R_{wc} และ R_{we}) มีความคลาดเคลื่อนวิธีการปรับปรุงทฤษฎีสำหรับหา R_{wc} และ R_{we} อย่างง่าย ๆ คือ การใช้ค่าชดเชย (m) มาเป็นตัวชดเชยค่าของ R_{wc} และ R_{we} (ลัมโจ, 2526) ดังในสมการที่ (8.5) และ (8.6) ตามลำดับ

$$R_{wc}^* = m \times R_{wc} \quad (8.5)$$

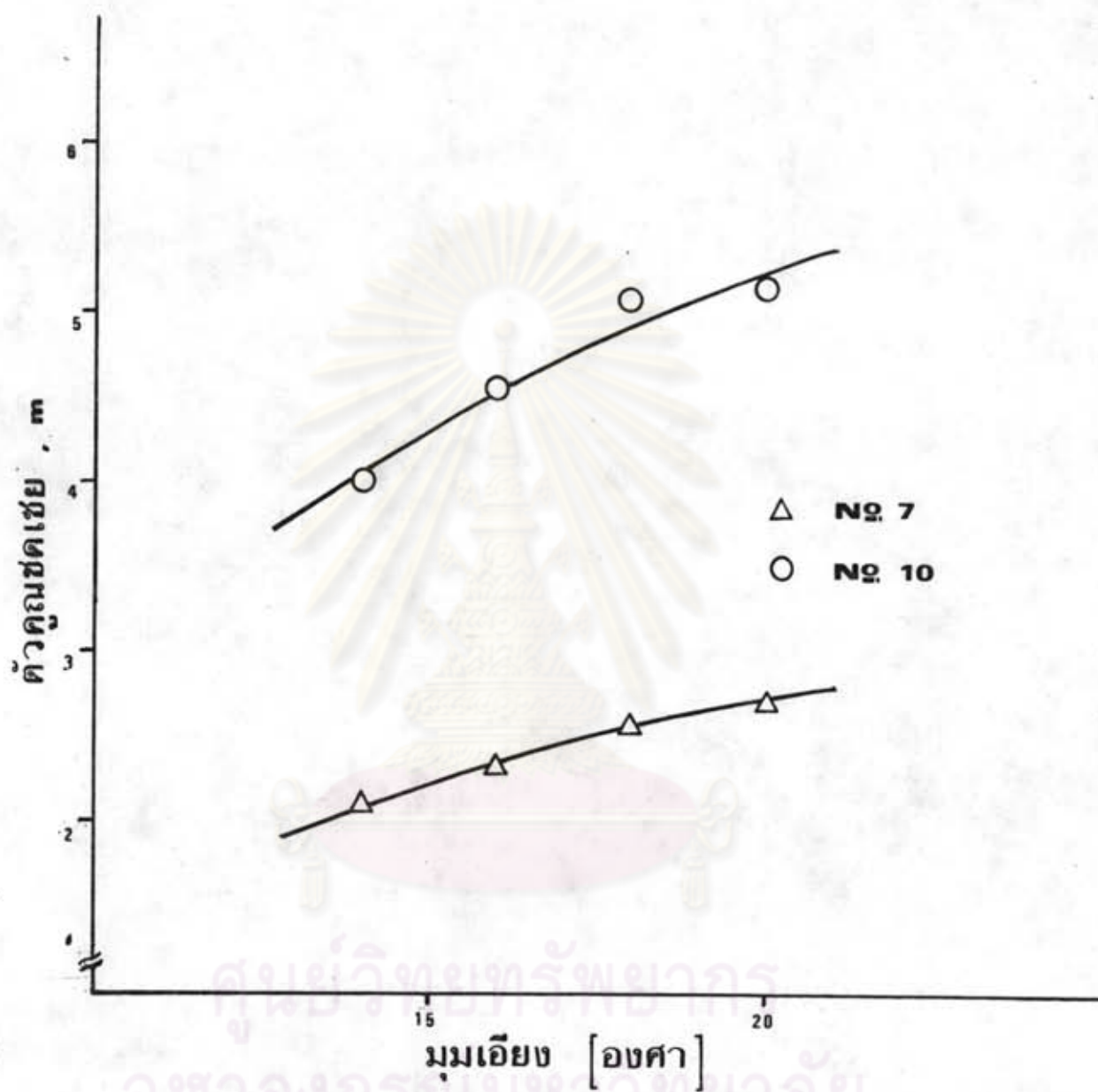
$$R_{we}^* = m \times R_{we} \quad (8.6)$$

$$R_{wc}^*, R_{we}^* = \text{ค่าความต้านทานความร้อนของวีกส์ที่อิมเมอร์สัฟของไหลใช้งานสำหรับช่วงการควบคุมและช่วงการระเหยที่ชดเชยค่าแล้ว ตามลำดับ}$$

$$m = \text{ค่าตัวคูณชดเชย}$$

วิธีการหาค่า m กระทำได้โดยการลุ่มค่า (trial - error) ของ m ขึ้น แล้วคำนวณไล่ค่าอุณหภูมิผิวของช่วงการระเหยที่เงื่อนไขอัตราการถ่ายเทความร้อนในแนวแกนต่าง ๆ ของมุมมองตัวนั้น จนกว่าจะพบค่า m ที่ให้ความคลาดเคลื่อนเฉลี่ยของอุณหภูมิผิวน้อยที่สุดจากการคำนวณสำหรับฮีทไปป์แท่งที่ 7 และมุมมองตัว 14 อดค่า พบว่าค่า $m = 2.12$ จะทำให้ค่าความคลาดเคลื่อนเฉลี่ยน้อยที่สุดดังรูปที่ 8-12

ค่าตัวคูณชดเชย (m) ของฮีทไปป์ทั้ง 2 แท่งที่เงื่อนไขอัตราการถ่ายเทความร้อน 2 ค่า และมุมมองตัวต่าง ๆ มีแสดงอยู่ในตารางที่ 8.2 และในรูปที่ 8.13 จะเห็นได้ว่า ค่าตัวคูณชดเชย (m) จะเป็นฟังก์ชันของมุมมองตัว, ปริมาณของไหลใช้งานที่ไล่อู่ภายในฮีทไปป์ และโครงสร้างของวีกส์ด้วย (วีวัฒน์, 2526)



รูปที่ 8.13 ค่าชดเชยที่ใช้ปรับค่าทางทฤษฎีที่มุมวางต่าง ๆ

เหตุที่กราฟรูปที่ 8.12 แสดงค่าตัวคูณเขตเฉยของฮีทไพป์แท่งที่ 10 มากกว่าของแท่งที่ 10 มีปริมาณมากกว่าในแท่งที่ 7 เมื่อเป็นเช่นนั้น แท่งที่ 10 จะมีความหนาของชั้นความต้านทานของน้ำ ซึ่งเป็นตัวนำความร้อนที่เลว มากกว่าแท่งที่ 7 ผลก็คือ แท่งที่ 10 มีความต้านทานความร้อนรวมของวีกต์และของไหลใช้งานมากกว่าแท่งที่ 7 ดังเห็นได้จากค่า m ที่มากกว่า

ตารางที่ 8.2 ค่าตัวคูณเขตเฉย (m) ที่เงื่อนไขอัตราถ่ายเทความร้อนในแนวแกน 2 ค่า และมุมวางตัวต่างๆ กัน

Heat Pipe No.	ψ (degree)	m	ΔT (C°)	$Q_{exp.}$ (W)	$Q_{cal.}$ (W)	relative Error (%)
7	14	2.12	2.79	2.93	2.59	11.57
	14	2.12	7.25	6.06	6.75	11.50
	16	2.34	3.04	2.93	2.66	9.18
	16	2.34	7.54	6.06	6.62	9.29
	18	2.57	3.18	2.7	2.62	2.77
	18	2.57	7.54	6.06	6.24	3.05
	20	2.7	3.29	2.7	2.63	2.48
	20	2.7	7.75	6.05	6.22	2.82
10	14	4.07	4.29	2.91	2.58	11.20
	14	4.07	10.42	5.65	6.29	11.46
	16	4.58	5.08	2.91	2.80	3.67
	16	4.58	10.58	5.65	5.85	3.66
	18	5.13	5.95	2.91	3.01	3.40
	18	5.13	10.75	5.65	5.45	3.43
	20	5.16	5.96	2.91	3.00	3.17
	20	5.16	10.83	5.65	5.45	3.43

การหาตัวคูณเซตเซบมีไว้ล่วงหน้ามีประโยชน์ในเชิงวิศวกรรมมาก เพราะสามารถใช้คำนวณอัตราถ่ายเทความร้อนที่ถูกต้อง เมื่อทราบเงื่อนไขอุณหภูมิจميعทั้ง 2 ด้านของฮีทไปป์ ทำให้สามารถออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบฮีทไปป์ (Heat Pipe Heat Exchange) ได้อย่างถูกต้อง โดยใช้ทฤษฎีเป็นหลัก

สิ่งที่น่าสังเกตจากตารางที่ 8.2 และรูปที่ 8.13 คือ ค่าของตัวคูณเซตเซบ (m) จะขึ้นกับมุมวางตัว (φ) พอลมควรและมีค่าเพิ่มขึ้นตามค่าของ φ สาเหตุที่เป็นเช่นนี้คาดว่าคงเป็นเพราะที่ค่า φ สูงขึ้นการเปียกตัวของวิกต์ด้วยของเหลวใช้งานจะสม่ำเสมอในแกนของมุม Θ (แนวเส้นสัมผัส) มากกว่าที่ค่า φ ต่ำ เมื่อเป็นเช่นนี้ค่าความต้านทานความร้อนเฉลี่ยของชั้นของเหลว ใช้งานที่มุม φ สูงจะมีค่ามากกว่าที่มุม φ ต่ำ ผลก็คือ ความคลาดเคลื่อนจากทฤษฎีจะเพิ่มขึ้น ทำให้ต้องใช้ค่าตัวคูณเซตเซบ (m) มีค่าสูงขึ้น เหตุผลในทำนองเดียวกันนี้ยังสามารถใช้อธิบายได้ด้วยว่า ทำไมฮีทไปป์ที่มีของเหลวใช้งานมากกว่าจึงมีค่า m สูงกว่า

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย