

การวิเคราะห์สมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอน แบบใช้ครีระบายความร้อน

Thermal Performance Analysis of Thermosyphon Heat Pipe Equipped with Fins Heat Exchanger

สุรชาติ ปัญญา¹ อนุศิษฐ์ อันมานะตระกูล¹ ทวีวัฒน์ สุภารอส¹ และณัฐพล รุ่งประแสง²

Surachart Panya¹, Anusit Anmanatarkul¹, Taveewat Suparos¹ and Natthaphon Roonprasang²

บทคัดย่อ

การทดลองเพื่อศึกษาสมรรถนะ ของท่อความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอน ที่ทำด้วยท่อทองแดงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.0159 m หนา 0.0012 m ยาว 1.2 m ประกอบด้วย 3 ส่วน คือ ส่วนระเหยยาว 0.53 m ส่วนอะเดียเบติกยาว 0.22 m และส่วนควบแน่นยาว 0.45 m การทดสอบสมรรถนะของท่อความร้อนทำได้โดยให้ความร้อนที่ส่วนทำระเหยที่อุณหภูมิคงที่ ซึ่งมีค่า 40 °C 50 °C 60 °C และ 70 °C และใช้อากาศระบายความร้อนออกที่ส่วนควบแน่นที่ 5 m/s 6.5 m/s และ 8 m/s โดยวางท่อความร้อนในแนวตั้ง

จากการศึกษาปริมาณของความร้อนที่ถ่ายเทผ่านท่อความร้อนโดยของไหลทำงานเป็น น้ำ เอทานอล R134a พบว่าสภาวะที่เกิดการถ่ายเทความร้อนผ่านท่อความร้อนสูงที่สุด คือเมื่อส่วนระเหยมีอุณหภูมิ 70 °C และส่วนควบแน่นมีความเร็วลม 8 m/s สารทำงานที่ดีที่สุดคือ R134 a ซึ่งให้ค่าการถ่ายเทความร้อนที่ 44.69 W สำหรับท่อความร้อนแบบไม่มีครี และ 256.94 W สำหรับท่อความร้อนแบบใช้ครีระบายความร้อน

คำสำคัญ : ท่อความร้อน ครีระบายความร้อน ของไหลทำงาน

ABSTRACT

The experimental study for a thermosyphon heat pipe was conducted. The heat pipe was 0.0159 m diameter, 0.0012 m thickness and 1.2 m of total length with 0.53 m of evaporator zone, 0.22 m of adiabatic zone and 0.45 m of condenser zone, Heat was supplied at the evaporator zone at 40 °C , 50 °C , 60 °C and 70 °C and removed at the condenser zone by cooling air flow velocity of at 5 m/s, 6.5 m/s and 8 m/s. The heat pipe was aligned vertically.

The magnitude of heat transferred through the heat pipe was studied by using water ethanol or R134a as working fluids. It was found that the maximum heat transferred occurred when the evaporator zone was at 70 °C and the condenser zone was at cooling air velocity of R134a was the best working

¹ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์และเทคโนโลยี มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี กรุงเทพฯ 10140

Department of Mechanical Technology Education, Faculty of Industrial Education and Technology, Kingmongkut's University of Technology Thonburi, Bangkok 10140

² วิทยาลัยพลังงานและสิ่งแวดล้อมอย่างยั่งยืนรัตนโกสินทร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลรัตนโกสินทร์ จ. นครปฐม 73170

Rattanakosin Sustainable Energy and Environment College, Nakhon Pathom 73170

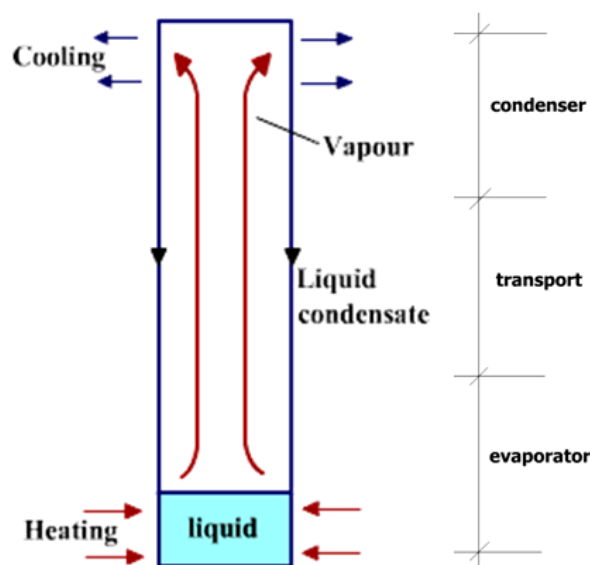
fluid which could conduct 44.69 W of maximum heat transferred without using fin as heat exchanger and 256.94 W using fin heat exchanger.

Keywords : heat pipe, fin heat exchanger, fluid working

E-mail : surachart_oh@hotmail.com

คำนำ

ท่อความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอน เป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีลักษณะเป็นท่อโลหะทรงกระบอกรวมของไหลทำงานไว้ภายใน โดยอาศัยหลักการเดือดและการควบแน่นของสารทำงาน หลักการทำงานของท่อความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอน แสดงดังรูปที่ 1



รูปที่ 1 หลักการทำงานของ thermosyphon heat pipe

ท่อความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนโดยทั่วไปแล้วจะทำด้วยท่อโลหะนำความร้อน เช่น ท่อทองแดง ท่ออลูมิเนียม ภายในท่อจะเป็นสุญญากาศแล้วเติมของไหลทำงาน เช่น น้ำ เอทานอล หรือฟรอน เข้าไปแล้วปิดปลายท่อและการใช้งานท่อความร้อนแบบนี้จะต้องให้ส่วนการระเหย (evaporator) อยู่ด้านล่างเสมอ ซึ่งโดยปกติแล้วท่อความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนที่มีประสิทธิภาพในการระบายความร้อนที่ดีนั้นจะต้องมีอัตราส่วนความยาวของท่อช่วงการควบแน่น(condenser zone)มากกว่าช่วงการทำระเหย แต่อย่างไรก็ตาม ในบางกรณี การประยุกต์ใช้ท่อความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนในการดึงความร้อนจากแหล่งความร้อนต่างๆ จะไม่สามารถให้ท่อความร้อนมีอัตราส่วนความยาวของท่อช่วงการควบแน่นที่มากได้ เนื่องจากถูกจำกัดเรื่องพื้นที่

จากแนวคิดดังกล่าวข้างต้น จึงเป็นวัตถุประสงค์การติดครีบริบายความร้อนในส่วนการควบแน่น เพื่อช่วยให้ประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อนของท่อดีขึ้น โดยงานวิจัยนี้ จะศึกษาถึงพฤติกรรมทางความร้อนของท่อความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนที่ใช้ครีบริบายความร้อนแบบจานกลม และกรณีที่ไม่ติดครีบริบายความร้อน โดยของไหลทำงานที่ใช้ประกอบด้วย น้ำ เอทานอล และ R 134a

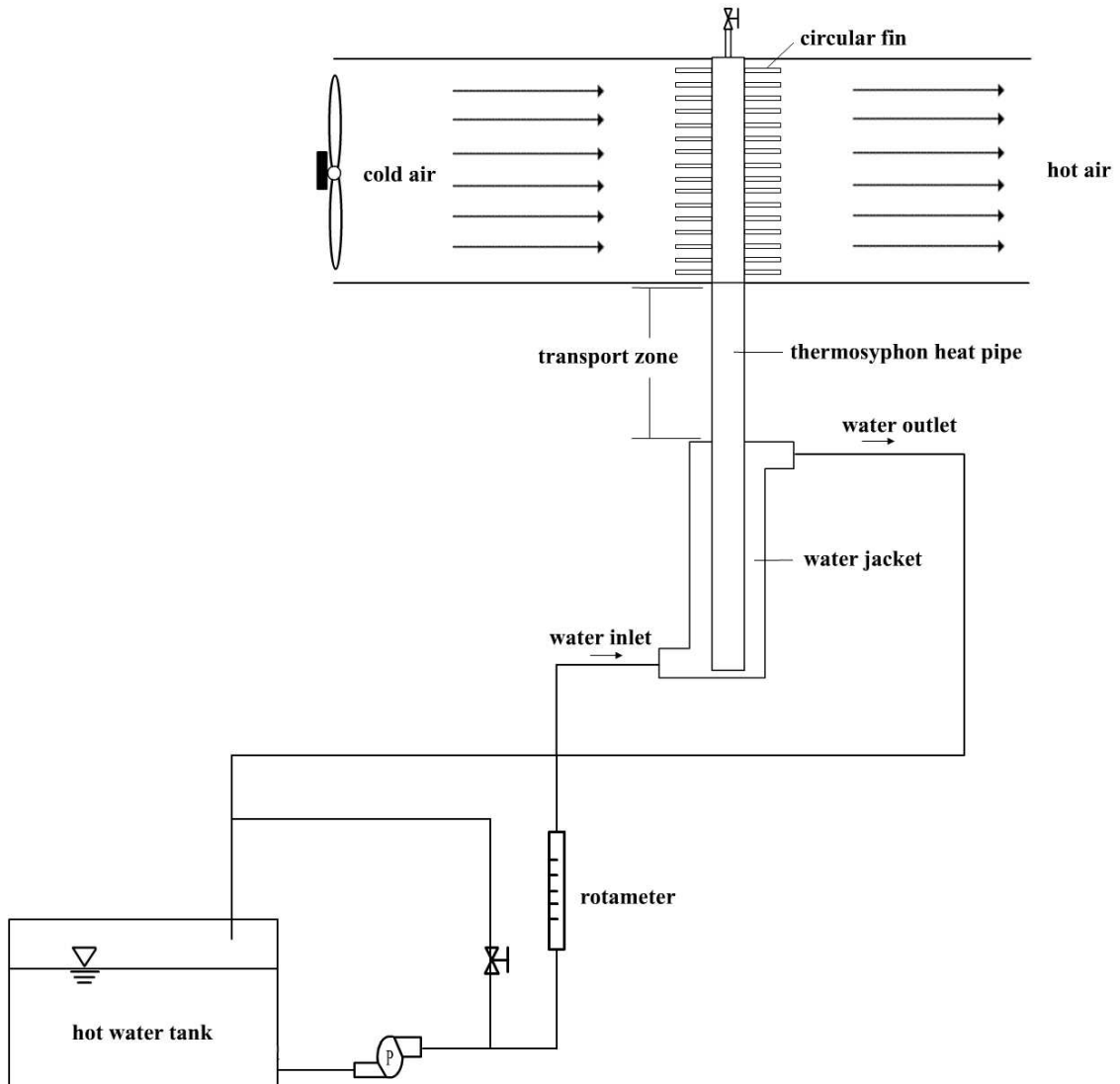
อุปกรณ์และวิธีการดำเนินการวิจัย

อุปกรณ์ในการวิจัย

งานวิจัยนี้จะทำการศึกษาการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบเทอร์โมไมไซโฟน และท่อความร้อนแบบเทอร์โมไมไซโฟนที่ใช้ครีบบระบายความร้อน โดยอาศัยความร้อนจากแหล่งอุณหภูมิสูง ซึ่งในที่นี้คือ น้ำร้อน ไปยังแหล่งอุณหภูมิต่ำซึ่งก็คืออากาศ ลักษณะของอุปกรณ์ที่ใช้ในการวิจัยแสดงดังรูปที่ 2 ซึ่งประกอบด้วย ท่อความร้อน ระบบควบคุมน้ำร้อน ระบบควบคุมอากาศ และอุปกรณ์วัดและควบคุมอื่นๆ

ท่อความร้อน ทำจากท่อทองแดง ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.0159 m หนา 0.0012 m ความยาวทั้งหมด 1.2 m โดยช่วงการระเหยยาว 0.53 m ส่วนควบแน่นยาว 0.45 m และอะเดียเบติกยาว 0.22 m 0.02247 m^2

ครีบบระบายความร้อนมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.05075 m ค่าความหนาของครีบบ 0.0005 m ระยะห่างระหว่างครีบบ 0.02 m มีจำนวน 20 ครีบบ พื้นที่ครีบบที่ใช้ในการระบายความร้อนทั้งหมด 0.07687 m^2



รูปที่ 2 อุปกรณ์ในการวิจัย

วิธีการวิจัย

ตารางที่ 1 แสดงรูปแบบการทดลอง

ท่อความร้อน	ของไหลทำงาน	อัตราการไหลของน้ำเข้า	อุณหภูมิน้ำเข้า	ความเร็วลม	อุณหภูมิอากาศเข้า
ไม่ติดครีป ระบายความร้อน	R134a,น้ำ, เอธานอล	0.0278 kg/s	40 C,50 C, 60 C,70 C	5 m/s,6.5 m/s, 8 m/s	30 C
ติดครีป ระบายความร้อน	R134a,น้ำ, เอธานอล	0.0278 kg/s	40 C,50 C, 60 C,70 C	5 m/s,6.5 m/s, 8 m/s	30 C

ค่าอุณหภูมิจะบันทึกที่สภาวะคงตัว (steady state) เพื่อศึกษาพฤติกรรมทางความร้อนของท่อความร้อน

การหาปริมาณความร้อนช่วงการระเหยพิจารณาได้จากสมการ

$$Q_E = m \dot{C}_p (T_{w,in} - T_{w,out})$$

เมื่อ Q_E คือ ปริมาณความร้อนช่วงการระเหย(W) m คือ อัตราการไหลของน้ำเข้า evaporator(kg/s)
 C_p คือ ค่าความจุความร้อนของน้ำ(J/kg K) $T_{w,in}$ คือ อุณหภูมิน้ำเข้า(K) และ $T_{w,out}$ คือ อุณหภูมิน้ำออก(K)

การหาปริมาณความร้อนช่วงการควบแน่น พิจารณาได้จากสมการ

$$Q_C = hA(T_s - T_a)$$

เมื่อ Q_C คือ ปริมาณความร้อนช่วงการควบแน่น(W) h คือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อน(W/m²°K)
 A คือ พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน(m²) T_s คือ อุณหภูมิผิวท่อ(K) และ T_a คือ อุณหภูมิอากาศ(K)

การหาค่าความต้านทานความร้อนรวม พิจารณาได้จากสมการ

$$R = (T_{e,ave} - T_{c,ave})/Q$$

เมื่อ R คือ ค่าความต้านทานความร้อนรวม(W/°K) $T_{e,ave}$ คือ อุณหภูมิผิวท่อด้านระเหยเฉลี่ย(K)
และ $T_{c,ave}$ คือ อุณหภูมิผิวท่อด้านควบแน่นเฉลี่ย(K)

การหาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนช่วงการควบแน่น พิจารณาได้จากสมการ

$$Nu = 0.446 \left[\left(\frac{\delta}{S} + 1 \right) \left(1 - \frac{K^*}{(S/d_o)^b (Re)^{0.07}} \right) \right]^{0.55} Re^{0.55}$$

โดย ค่า b และ K^* พิจารณาจาก $b = 0.27$, $K^* = 0.62$ for $0.034 \leq S/d \leq 0.14$
and $b = 0.55$ $K^* = 0.36$ for $0.14 \leq S/d$

$$Nu = \frac{hd_o}{k_{air}}$$

เมื่อ Nu คือ นัสเซิลนัมเบอร์ d_o คือ เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของท่อ(m) k_{air} คือ ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของอากาศ($W/m^2 K$) s คือ ระยะห่างระหว่างครีป(m) และ δ คือ ความหนาของครีป(m)

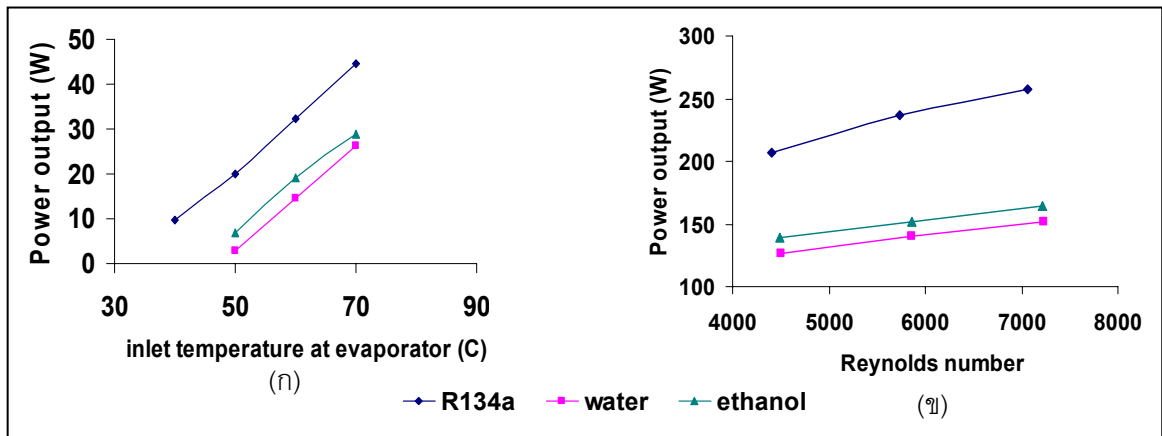
$$Re = \frac{\rho V d_o}{\mu}$$

เมื่อ Re คือ เรย์โนลด์ส นัมเบอร์ ρ คือ ความหนาแน่นของอากาศ(kg/m^3) V คือ ความเร็วของอากาศ (m/s) และ μ คือ ความหนืดของอากาศ($kg/m.s$)

ผลการทดลอง

ตารางที่ 2 ผลการทดลองของท่อความร้อนแบบไม่ติดครีประบายความร้อน

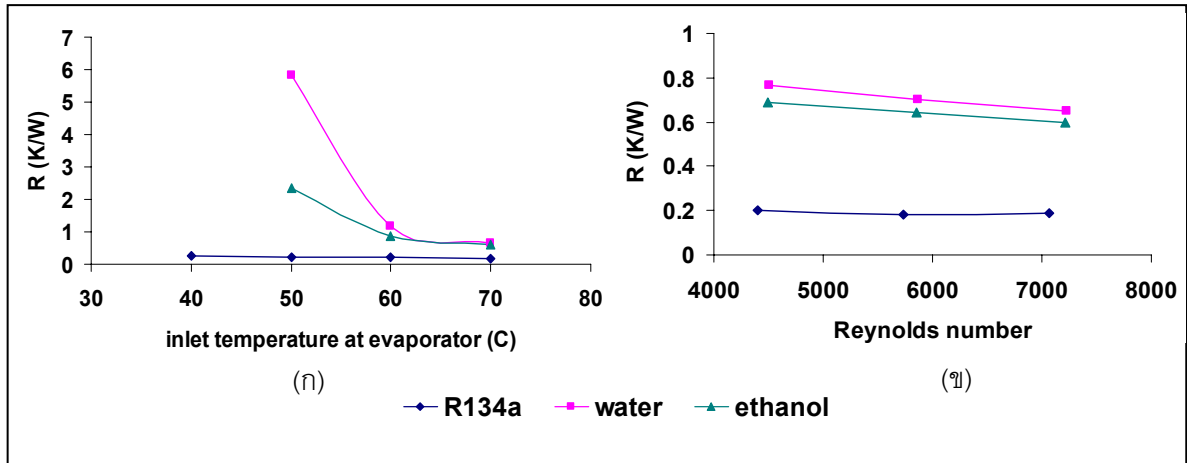
V air		5 m/s				6.5 m/s				8 m/s			
$T_{w,in}$		40	50	60	70	40	50	60	70	40	50	60	70
Q_c (W)	R134a	8.05	16.35	25.53	34.97	9.02	18.09	28.98	40.68	9.83	19.88	32.22	44.69
	water		2.55	12.09	21.38		2.69	13.36	24.23		2.73	14.59	26.38
	ethanol		6.66	15.80	23.48		6.90	17.80	26.07		6.76	19.24	28.74
Q_e (W)	R134a	15.14	27.95	44.26	65.22	16.30	31.45	50.08	72.21	17.47	33.77	54.74	78.04
	water		4.65	18.63	37.27		5.82	20.96	41.93		6.98	29.12	46.59
	ethanol		10.48	25.62	40.76		11.64	29.12	43.09		12.81	32.61	48.92



รูปที่ 3 การวิเคราะห์หัตถการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อน

จากรูปที่ 3 (ก) แสดงการวิเคราะห์หัตถการถ่ายเทความร้อนส่วนควบแน่นกับอุณหภูมิน้ำเข้าที่ส่วนระเหย โดยผลการทดลองที่ความเร็วลม 8 m/s พบว่าหัตถการถ่ายเทความร้อนของ ของไหลทำงานทั้ง 3 ชนิด จะเพิ่มขึ้น เมื่อน้ำเข้าด้านส่วนระเหยมีอุณหภูมิที่สูงขึ้น โดยที่ อุณหภูมิน้ำเข้าที่ 70 °C จะมีหัตถการถ่ายเทความร้อนสูง และของไหลทำงาน R 134a มีหัตถการถ่ายเทความร้อนสูง รองลงมาคือ เอทานอล และน้ำกลั่น

จากรูปที่ 3 (ข) แสดงการวิเคราะห์หาอัตราการถ่ายเทความร้อนส่วนควบแน่นกับค่า Reynolds number ของอากาศที่ใช้ในการระบายความร้อนด้านควบแน่น โดยผลการทดลองที่ความเร็วลม 8 m/s พบว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของ ของไหลทำงานทั้ง 3 ชนิด จะเพิ่มขึ้น เมื่อ ค่า Reynolds number เพิ่มขึ้น โดย ค่า Reynolds number ของการทดลองนี้มีรูปแบบการไหลคือ การไหลแบบปั่นป่วน (Turbulent flow)



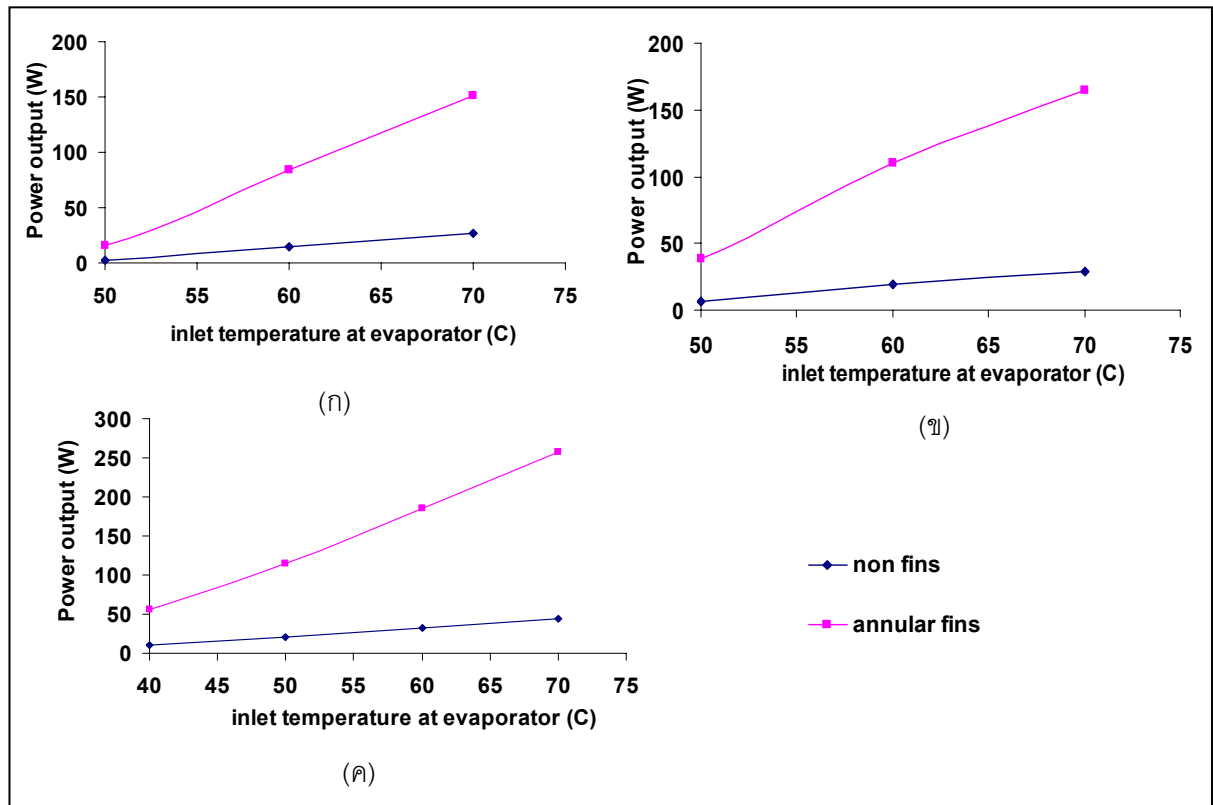
รูปที่ 4 การวิเคราะห์ค่าความต้านทานความร้อนของท่อความร้อน

จากรูปที่ 4 (ก) แสดงการวิเคราะห์หาค่าความต้านทานความร้อนของท่อความร้อนเปรียบเทียบกับอุณหภูมิน้ำเข้าที่ส่วนระเหย โดยผลการทดลองที่ความเร็วลม 8 m/s พบว่าค่าความต้านทานความร้อนของท่อความร้อนที่ใช้ของไหลทำงานทั้ง 3 ชนิด จะลดลง เมื่ออุณหภูมิน้ำเข้าด้านส่วนระเหยเพิ่มขึ้น โดย ที่อุณหภูมิน้ำเข้าที่ 70 °C จะมีอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงที่สุด และของไหลทำงาน R 134a มีอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงที่สุด รองลงมาคือ เอทานอล และน้ำกลั่น

จากรูปที่ 4 (ข) แสดงการวิเคราะห์หาค่าความต้านทานความร้อนของท่อความร้อนเปรียบเทียบกับ Reynolds number โดยผลการทดลองพบว่า ค่าความต้านทานความร้อนของท่อความร้อนที่ใช้ของไหลทำงานทั้ง 3 ชนิด จะลดลง เมื่อค่า Reynolds number เพิ่มขึ้น

ตารางที่ 2 ผลการทดลองของท่อความร้อนแบบติดครีระบายความร้อน

V air	5 m/s				6.5 m/s				8 m/s				
	40	50	60	70	40	50	60	70	40	50	60	70	
T_{win} (°C)													
Q_c (W)	R134a	47.45	96.47	150.76	206.84	52.36	105.09	168.49	236.84	56.32	114.04	184.98	256.94
	water		15.03	71.31	126.25		15.63	77.55	140.79		15.64	83.64	151.41
	ethanol		39.27	93.18	138.66		40.05	103.38	151.52		38.73	110.29	164.93
Q_e (W)	R134a	82.70	158.41	253.93	366.91	88.52	173.55	284.21	408.85	93.18	192.19	309.84	432.14
	water		29.12	125.8	208.5		33.77	144.43	231.79		37.27	159.58	259.75
	ethanol		58.24	140.94	218.98		66.39	161.9	246.94		72.21	180.54	264.41



รูปที่ 5 แสดงผลการทดลองของท่อความร้อน และท่อความร้อนที่ติดครีระบายความร้อนที่ความเร็ว 8 m/s (ก) ของไหลทำงานคือน้ำ (ข) ของไหลทำงานคือเอทานอล (ค) ของไหลทำงานคือ R134a

จากรูปที่ 5 แสดงการวิเคราะห์หาอัตราการถ่ายเทความร้อนส่วนควบแน่นกับอุณหภูมิน้ำเข้าที่ส่วนระเหย โดยผลการทดลองของ ของไหลทำงาน R 134a ที่ความเร็วลม 8 m/s พบว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อ ความร้อนที่ติดครีระบายความร้อนจะเพิ่มขึ้น เมื่อน้ำเข้าด้านส่วนระเหยมีอุณหภูมิที่สูงขึ้น โดยที่อุณหภูมิน้ำเข้าที่ 70 °C ซึ่งมีทิศทางเดียวกับท่อความร้อนปกติ แต่มีอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงกว่า

สรุปผลการทดลอง

จากการทดลองท่อความร้อนทุกๆของไหลทำงาน และ ทุกๆ ความเร็วลม จะมีแนวโน้มไปในทิศทางเดียวกัน คือ อุณหภูมิน้ำที่เพิ่มขึ้น จะทำอัตราการถ่ายเทความร้อนด้านควบแน่นและด้านระเหยเพิ่มสูงขึ้น

การทดลองเพื่อหาอัตราการถ่ายเทความร้อนของสารทำงาน ควบคุมความเร็วอากาศ ที่ 5 m/s 6.5 m/s และ 8 m/s ซึ่งทุกความเร็วลมมีผลการทดลองในทิศทางเดียวกันคือ ท่อความร้อนที่ใช้สารทำความเย็น R 134a สามารถถ่ายเทความร้อนได้ดีที่สุดรองลงมาคือ เอทานอล และ น้ำตามลำดับ โดยที่ความเร็วลม 8 m/s อุณหภูมิ น้ำเข้าที่ 70°C ท่อความร้อนที่ใช้สารทำความเย็น R 134a สามารถถ่ายเทความร้อนได้ 44.69 W ท่อความร้อนที่ใช้ เอทานอลสามารถถ่ายเทความร้อนได้ 28.74 W และ ท่อความร้อนที่ใช้ น้ำสามารถถ่ายเทความร้อนได้ 26.38 W จะเห็นว่า ท่อความร้อนที่ใช้ของไหลทำงานที่มีจุดเดือดต่ำ จะทำให้ท่อความร้อนมีประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนได้ดี

การทดลองเพื่อหาอัตราการถ่ายเทความร้อนจากความเร็วลม โดยควบคุมอุณหภูมิน้ำเข้าด้าน evaporator ที่ 40 °C 50 °C 60 °C และ 70 °C ซึ่งทุกอุณหภูมินี้ มีผลการทดลองในทิศทางเดียวกันคือ ท่อความร้อนที่บรรจุของไหลทำงาน R 134a เอทานอล และ น้ำ สามารถถ่ายเทความร้อนได้ดี ที่ความเร็วลม 8 m/s รองลงมาคือ ที่ความเร็ว 6.5 m/s และ ที่ความเร็ว 5 m/s ตามลำดับ โดย ที่อุณหภูมิน้ำเข้าที่ 70 °C ของไหลทำงาน R 134a ความเร็วลม 8 m/s สามารถถ่ายเทความร้อนได้ 44.69 W รองลงมาคือ ที่ความเร็ว 6.5 m/s สามารถถ่ายเทความร้อนได้ 40.68 W และที่ความเร็วลม 5 m/s สามารถถ่ายเทความร้อนได้ 34.98 W

การวิเคราะห์เพื่อหาค่าความต้านทานความร้อนของท่อความร้อน โดยความต้านทานความร้อนแปรผันกับอุณหภูมิน้ำเข้าที่เพิ่มขึ้น โดยที่ความเร็วลม 8 m/s ท่อความร้อนที่ใช้สารทำความเย็น R 134a อุณหภูมิน้ำเข้าที่ 40 °C มีค่าความต้านทานความร้อนที่ 0.265 K/W รองลงมาคือ อุณหภูมิน้ำเข้าที่ 50 °C มีค่าความต้านทานความร้อนที่ 0.236 K/W รองลงมาคือ อุณหภูมิน้ำเข้าที่ 60 °C มีค่าความต้านทานความร้อนที่ 0.205 K/W และ อุณหภูมิน้ำเข้าที่ 70 °C มีค่าความต้านทานความร้อนที่ 0.19 K/W

การทดลองเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนติดครีบริบายความร้อนกับท่อความร้อนกับท่อความร้อนปกติของ ของไหลทำงานทั้ง 3 ชนิด ที่อุณหภูมิน้ำเข้า ที่ 40 °C 50 °C 60 °C และ 70 °C ที่ความเร็วลม 5 m/s 6.5 m/s และ 8 m/s มีผลการทดลองไปในทิศทางเดียวกันกับท่อความร้อนแบบปกติ แต่ท่อความร้อนที่ติดครีบริบายความร้อนสามารถถ่ายเทความร้อนได้มากกว่า โดยที่อุณหภูมิน้ำเข้าที่ 70 °C ความเร็วลม 8 m/s สารทำงาน R134a ท่อความร้อนที่ติดครีบริบายความร้อนสามารถถ่ายเทความร้อนได้ 256.94 W

เอกสารอ้างอิง

- ทองเกียรติ เกียรติศิริโรจน์, 2536, ปราบปรามการถ่ายเทความร้อนของฮีทไปป์แบบเทอร์โมไฮฟอน, การประชุมวิชาการครั้งที่ 7, ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยขอนแก่น, ตุลาคม 2536, หน้า 188-201
- ชุตินา จารุศิริพจน์, 2533, การทดสอบสมรรถนะฮีทไปป์ไร้วิกส์แบบท่อทองแดงและฟริออน เพื่อการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน, วิทยานิพนธ์ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเคมี จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, หน้า 1-5
- สันติ หวังนิพนพานโต, 2537, การศึกษาสมรรถนะในการระเหย กลั่นตัวของฮีทไปป์แบบเทอร์โมไฮฟอน, วิทยานิพนธ์ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาเทคโนโลยีพลังงาน สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี, หน้า 39-66
- ลือชัย สวาสดิพันธ์, 2540, การศึกษาสมรรถนะของท่อเทอร์โมไฮฟอนแบบท่อกลม, วิทยานิพนธ์ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต, มหาวิทยาลัยขอนแก่น สาขาวิศวกรรมเครื่องกล, หน้า 42-52
- B. Watel, S. Harmand, B. Desmet, Influence of flow velocity and fin spacing on the forced convective heat transfer from an annular – finned tube, JSME Int. J., Ser. B42(1)(1999) 56-64.