

## บทที่ 1

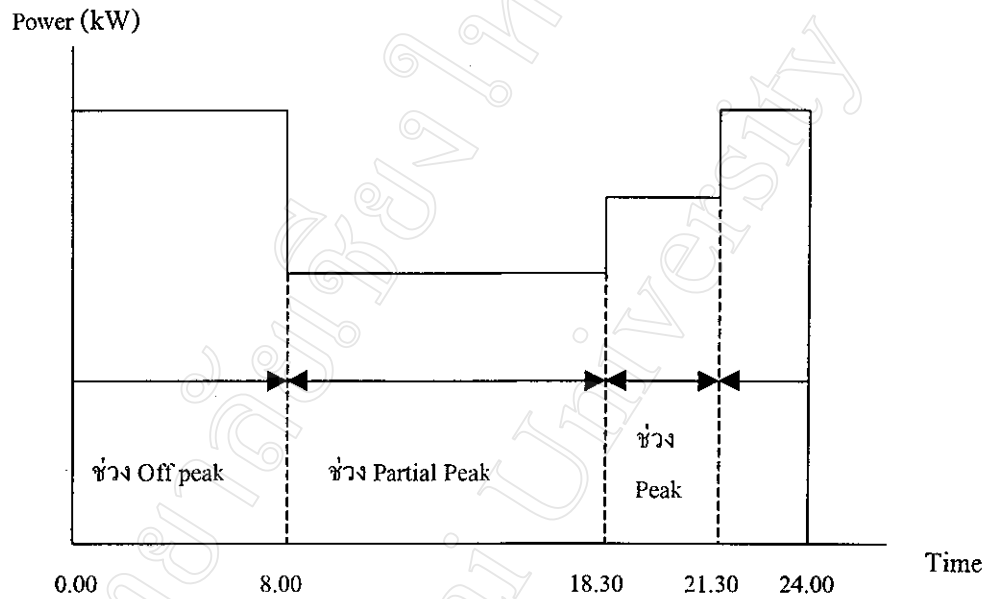
### บทนำ

#### 1.1 ที่มาและความสำคัญของปัญหา

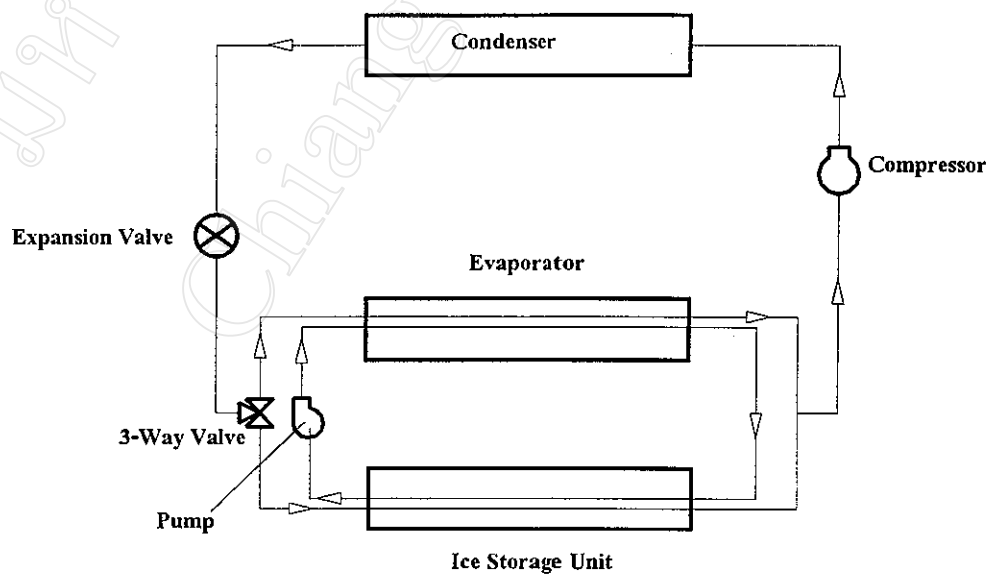
พลังงานนับเป็นปัจจัยหลักที่สำคัญในการพัฒนาประเทศโดยเฉพาะอย่างยิ่งในกระบวนการผลิตของภาคอุตสาหกรรมและการบริการ นอกจากนั้นยังเป็นปัจจัยสำคัญในการดำรงชีวิตประจำวันของมนุษย์ ข้อมูลในปี 2539 แสดงว่าประเทศไทยต้องพึ่งพาการนำเข้าพลังงานรูปแบบต่างๆ ในเชิงพาณิชย์สูงมาก คือ ประมาณร้อยละ 80 ของการใช้พลังงานเชิงพาณิชย์รวมของทั้งประเทศ ในระยะเวลา 10 ปีที่ผ่านมา (ปี 2533-2543) แหล่งผลิตพลังงานของประเทศมีอัตราเพิ่มขึ้นเพียงร้อยละ 108 ขณะที่การนำเข้าพลังงานจากต่างประเทศมีอัตราเพิ่มขึ้นถึงร้อยละ 269 (2541) ดังนั้นการใช้พลังงานอย่างมีประสิทธิภาพจึงมีความจำเป็นอย่างยิ่งในงานอุตสาหกรรมต่างๆ มาตรการหนึ่งที่จะช่วยในการประหยัดพลังงานก็คือ การลดการใช้พลังงานไฟฟ้า ซึ่งมีมาตรการอยู่หลายมาตรการ มาตรการด้านราคาไฟฟ้า (Time Of Day rate, TOD) ก็เป็นอีกมาตรการหนึ่งที่ใช้กันอยู่ โดยจะคิดค่าบริการตามปริมาณการใช้ไฟฟ้า ซึ่งแบ่งออกเป็น 3 ช่วง คือ ช่วงที่มีความต้องการใช้ไฟฟ้าสูง (On peak) คือ ระหว่างเวลา 18.30-21.30 น. ซึ่งมีค่าบริการสูง และช่วงที่มีการใช้ไฟฟ้าน้อย (Off peak) คือ ระหว่างเวลา 21.30-8.00 น. จะมีค่าบริการต่ำ และช่วงเวลาที่งานปกติ (Partial peak) คือ ระหว่างเวลา 8.00-18.30 น. ซึ่งคิดค่าบริการตามปกติ ดังแสดงดัง รูป 1.1 ตัวอย่างเช่น สำหรับกิจการขนาดใหญ่ คิดค่าบริการดังนี้ คือ ในช่วงที่มีความต้องการใช้ไฟฟ้าสูงระหว่างเวลา 18.30-21.30 น. คิดค่าบริการกิโลวัตต์ละ 240 บาท ช่วงเวลาที่งานปกติ คือ ระหว่างเวลา 8.00-18.30 น. คิดค่าบริการกิโลวัตต์ละ 32 บาท และช่วงที่มีการใช้ไฟฟ้าน้อย คือ ระหว่างเวลา 21.30-8.00 น. คิดค่าบริการกิโลวัตต์ละ 1.03 บาท เป็นต้น ซึ่งอัตราค่าไฟฟ้าในช่วงต่างๆแสดงในภาคผนวก ข.

เพื่อหลีกเลี่ยงการใช้ไฟฟ้าในช่วงที่มีความต้องการใช้ไฟฟ้าสูง จึงจำเป็นต้องกักเก็บพลังงานในช่วงที่มีความต้องการใช้ไฟฟ้าน้อย แล้วนำกลับมาใช้ในช่วงที่มีความต้องการใช้ไฟฟ้าสูง ซึ่งเป็นวิธีที่ได้ผลในระบบทำความเย็นหรือระบบเครื่องปรับอากาศ โดยจะเก็บพลังงานโดยใช้ระบบกักเก็บน้ำแข็ง (Ice storage unit) ซึ่งเป็นการเก็บพลังงานในรูปความร้อนแฝงของน้ำแข็ง โดยมีหลักการทำงานดังรูป 1.2 คือ ในช่วงเวลาที่มีความต้องการไฟฟ้าน้อย จะทำการเดินเครื่องทำความเย็นขนาดเล็กเพื่อผลิตน้ำแข็งไว้จนถึงกักเก็บ เพื่อเก็บไว้ใช้ในช่วงที่มีความต้องการใช้ไฟฟ้าสูง โดยระบบละลายน้ำแข็งจะทำงาน ในช่วงเวลาที่ทำน้ำเย็นนั้นระบบผลิตน้ำแข็งจะไม่ทำงาน น้ำเย็นจะถูกดูดจากด้านล่างของถังกักเก็บโดยใช้ปั๊มๆออกไปใช้งานไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

ระหว่างน้ำกับอากาศ ซึ่งน้ำขาออกจะมีอุณหภูมิสูงขึ้น และไหลวนกลับไปสู่ถังดักเก็บอีกครั้ง อากาศที่ไหลผ่านจะกลายเป็นอากาศเย็นซึ่งจะนำไปใช้ปรับอากาศต่อไป



รูป 1.1 กราฟแสดงการใช้ไฟฟ้าในช่วงเวลาต่างๆ



รูป 1.2 แสดงระบบปรับอากาศที่ใช้ร่วมกับระบบกักเก็บน้ำแข็ง

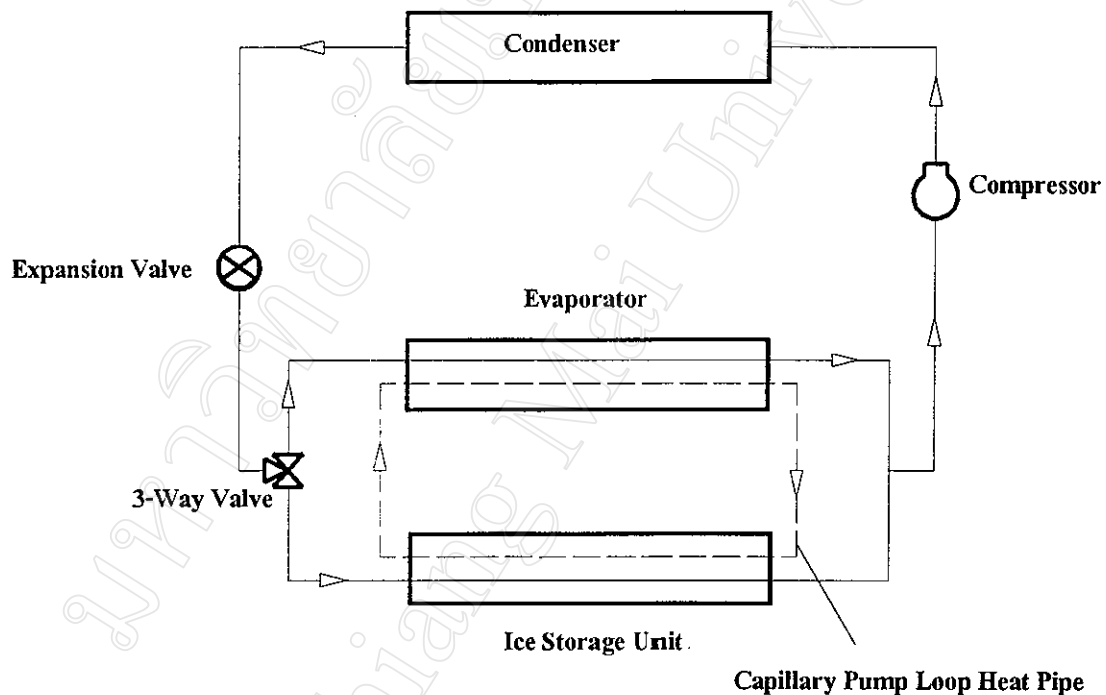
เนื่องจากในระบบปรับอากาศแบบกักเก็บน้ำแข็ง โดยทั่วไปต้องอาศัยระบบปั๊มในการปั๊มน้ำเย็นจากระบบกักเก็บน้ำแข็งเพื่อนำแลกเปลี่ยนความร้อนที่ส่วนระเหยของระบบปรับอากาศ ซึ่งจะเห็นว่าในการที่ใช้ปั๊มในระบบกักเก็บน้ำแข็งจะต้องสูญเสียค่าใช้จ่ายต่างๆเกี่ยวกับระบบปั๊ม เช่น ค่าใช้จ่ายในการซื้อและติดตั้งปั๊ม ตลอดจนค่าใช้จ่ายในการบำรุงรักษา อีกทั้งยังต้องสูญเสียพลังงานไฟฟ้าและค่าไฟฟ้าให้แก่ระบบปั๊มอีกด้วย

เพื่อเป็นการแก้ปัญหาเหล่านี้เราจึงนำอุปกรณ์ที่ไม่ใช้พลังงานไฟฟ้า มีคุณสมบัติการนำความร้อนสูง ขนาดกระทัดรัด สะดวกในการบำรุงรักษาเนื่องจากไม่มีชิ้นส่วนที่เคลื่อนไหว และทำงานเนื่องจากความแตกต่างความดันระหว่างแหล่ง 2 แหล่ง คือ เมื่อให้ความร้อนที่ส่วนระเหยทำให้สารทำงานซึ่งมีสถานะเป็นของเหลวอัดเปลี่ยนสถานะกลายเป็นไอ ไอจะไหลผ่านไปยังท่อส่งไอและควบแน่นที่ส่วนควบแน่นเนื่องจากที่ส่วนควบแน่นมีอุณหภูมิต่ำกว่าอุณหภูมิของไอจึงควบแน่นกลายเป็นของเหลว แล้วจะถูกดึงกลับไปยังส่วนระเหยผ่านท่อส่งของเหลวโดยแรงดึงดูดจากวัฏศุพุน ซึ่งอุปกรณ์ดังกล่าว ก็คือ ท่อความร้อนวงรอบ (Loop heat pipe) โดยจะประยุกต์ใช้ร่วมกับระบบปรับอากาศและระบบกักเก็บน้ำแข็ง ดังรูป 1.3

รูป 1.3 ระบบปรับอากาศจะทำหน้าที่เป็นแหล่งให้ความร้อน และ ระบบกักเก็บน้ำแข็งจะทำหน้าที่เป็นแหล่งระบายความร้อนของท่อความร้อนวงรอบ โดยมีการทำงานดังนี้ คือ เมื่อคอยล์เย็นของระบบปรับอากาศซึ่งทำหน้าที่เป็นส่วนระเหยของท่อความร้อนวงรอบแบบปั๊มคาปิลลารีได้รับความร้อนจากภาระ (Load) ภายในห้อง ทำให้สารทำงานซึ่งมีสถานะเป็นของเหลวอัดที่อยู่ในวัฏศุพุนเปลี่ยนสถานะกลายเป็นไอ ไอจะไหลไปยังท่อส่งไอและไหลเข้าไปยังระบบกักเก็บน้ำแข็งซึ่งทำหน้าที่เป็นส่วนระบายความร้อนของท่อความร้อนวงรอบแบบปั๊มคาปิลลารี เมื่อผ่านไปยังระบบกักเก็บน้ำแข็ง ไอจะถ่ายเทความร้อนให้กับน้ำแข็งซึ่งมีอุณหภูมิต่ำกว่าและควบแน่นเป็นของเหลว ของเหลวดังกล่าวจะถูกดึงกลับไปที่คอยล์เย็นของระบบปรับอากาศผ่านท่อส่งของเหลวโดยอาศัยความแตกต่างความดันของแรงดึงดูดซึ่งเกิดจากวัฏศุพุนที่อยู่ในส่วนระเหย ทำให้ของเหลวควบแน่นไหลจากส่วนควบแน่นมายังส่วนระเหยอีกครั้งเป็นวัฏจักรต่อไป

ข้อดีของท่อความร้อนวงรอบแบบปั๊มคาปิลลารี คือ มีขนาดกระทัดรัด สะดวกในการบำรุงรักษาเนื่องจากไม่มีชิ้นส่วนที่เคลื่อนไหว มีอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงเมื่อเทียบกับท่อความร้อนทั่วไป และยังสามารถส่งถ่ายความร้อนได้ในระยะทางไกลๆ

เนื่องจากได้มีการประยุกต์ใช้ท่อเทอร์โมไซฟอนแบบวงรอบในการทำความร้อนโดยใช้ระบบกักเก็บน้ำแข็ง(เฉลิมฤทธิ์, จัตรชัย และ ชาญวิทย์ 2541) โดยมีระบบกักเก็บน้ำแข็งซึ่งใช้เป็น ส่วนควบแน่นอยู่เหนือระบบปรับอากาศซึ่งใช้เป็นส่วนระเหยของท่อเทอร์โมไซฟอนแบบวงรอบ แต่ในความเป็นจริงนั้นระบบทำความเย็นโดยใช้ระบบกักเก็บน้ำแข็งจะมีระบบกักเก็บน้ำแข็งอยู่ ด้านล่างระบบปรับอากาศ ดังนั้นการประยุกต์ใช้ท่อเทอร์โมไซฟอนแบบวงรอบจึงไม่สามารถใช้ได้กับการทำความเย็นโดยใช้ระบบกักเก็บน้ำแข็งจริงๆ



รูป 1.3 แสดงการติดตั้งท่อความร้อนวงรอบแบบปั๊มคาปิลลารี  
ในระบบปรับอากาศแบบกักเก็บน้ำแข็ง

ด้วยเหตุผลดังกล่าว วิทยานิพนธ์นี้จึงมีจุดประสงค์ที่จะศึกษาถึงการออกแบบ สร้าง และ ทดสอบ ท่อความร้อนวงรอบแบบปั๊มคาปิลลารีสำหรับระบบกักเก็บพลังงานความร้อนในรูปน้ำ แข็งเพื่อศึกษาลักษณะทางความร้อน และความเป็นไปได้ในการนำไปประยุกต์ใช้งาน

## 1.2 สรุปสาระสำคัญจากเอกสารที่เกี่ยวข้อง

### 1.2.1 สมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนวงรอบ

Beam (1995) ได้ทำการศึกษา ลักษณะทางกายภาพของท่อความร้อนวงรอบ ได้แก่ ระดับความแตกต่างความสูงของส่วนระเหยเหนือส่วนควบแน่น มุมของส่วนระเหย และ มุมของส่วนควบแน่น ที่มีผลต่อสมรรถนะของท่อความร้อนวงรอบ โดยใช้ท่อสเตนเลสเป็นท่อความร้อน มีขนาดส่วนระเหย 0.080 เมตร ขนาดส่วนกักเก็บน้ำยา 0.094 เมตร ขนาดส่วนควบแน่น 0.110 เมตร ท่อส่งไอและท่อส่งของเหลวมีขนาด 3.50 เมตร มีเส้นผ่าศูนย์กลาง 0.003 เมตร ใช้แอมโมเนียเป็นสารทำงาน ที่อุณหภูมิทำงานต่ำกว่า  $60^{\circ}\text{C}$  พบว่า (1). ที่ระดับความสูงของส่วนระเหยอยู่ระดับเดียวกันกับส่วนควบแน่นให้สมรรถนะสูงสุด และ ที่ระดับความสูงของส่วนระเหยอยู่สูงกว่าส่วนควบแน่น 2.93 เมตรให้สมรรถนะต่ำสุด (2). มุมของส่วนระเหยมีผลต่อสมรรถนะที่การะความร้อนต่ำกว่า 25 วัตต์ และที่อุณหภูมิสารทำงานต่ำ (3). มุมของส่วนควบแน่นที่ให้สมรรถนะสูงสุด คือ มุม +45 องศากับแนวระดับ และ มุมของส่วนควบแน่นที่ให้สมรรถนะต่ำสุด คือ มุม -45 องศากับแนวระดับ

Boo (1997) ได้ทำการศึกษาสมรรถนะของท่อความร้อนวงรอบที่มีส่วนระเหยแบบแบน โดยใช้ส่วนระเหยต่างกัน 2 แบบ คือ

ชนิดที่ 1 ไม่หุ้มลวดตาข่าย(Wire screen mesh) ภายในส่วนระเหย เพื่อศึกษาผลของอัตราส่วนการเติม โดยส่วนระเหยทำจากทองแดง มีขนาด  $7.4 \times 10^{-4}$  ลูกบาศก์เมตร ใช้น้ำเป็นสารทำงาน ที่อุณหภูมิทำงาน  $90^{\circ}\text{C}$  พบว่า ที่อัตราส่วนการเติมมากกว่าหรือเท่ากับ 14 %ของปริมาตรส่วนระเหย จะไม่มีผลต่อค่าความต้านทานความร้อนและความแตกต่างของอุณหภูมิของระบบ เมื่อค่าความหนาแน่นความร้อนมากกว่า  $8 \times 10^3$  วัตต์ต่อตารางเมตร

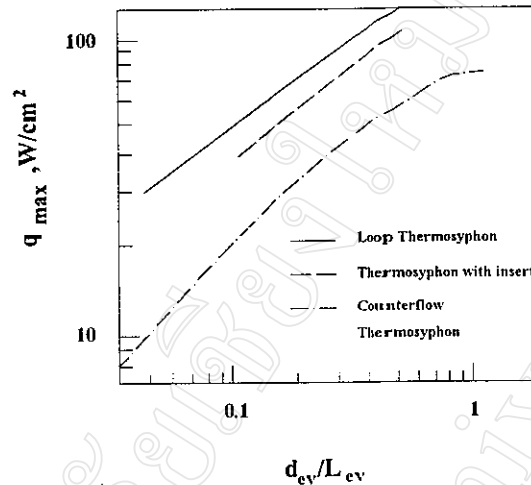
ชนิดที่ 2 หุ้มลวดตาข่ายภายในส่วนระเหย เพื่อศึกษานาณจำนวนเบอร์ของลวดตาข่าย โดยส่วนระเหยมีขนาด  $2.5 \times 10^{-5}$  ลูกบาศก์เมตร ใช้เอทานอล เป็นสารทำงาน ที่อุณหภูมิทำงาน  $70^{\circ}\text{C}$  พบว่า เมื่อหุ้มลวดตาข่ายภายในส่วนระเหยทำให้ค่าความต้านทานความร้อนลดลง 34 %เมื่อเทียบกับกรณีไม่หุ้มลวดตาข่ายภายในส่วนระเหย และ พบว่าขนาดเบอร์ลวดตาข่ายวิกฤต(Critical mesh number) อยู่ระหว่างเบอร์ 10 และ เบอร์ 20

Hou et al. (2000) ได้ทำการศึกษาเพื่อหาสมรรถนะของท่อความร้อนวงรอบ ซึ่งประกอบไปด้วย การศึกษา การเริ่มต้นการทำงาน, ค่าการะความร้อนสูงสุดในการหล่อเย็น, ความเสถียรภาพของการทำงาน, คุณลักษณะของการควบคุมอุณหภูมิ และความสามารถในการป้องกันการสั่นของท่อความร้อนวงรอบ โดยท่อความร้อนวงรอบทำจาก ท่อสเตนเลส ยาว 1 เมตร ใช้แอมโมเนียเป็นสารทำงาน พบว่าท่อความร้อนวงรอบสามารถส่งถ่ายความร้อนได้สูงสุด 250 วัตต์,

มีการเริ่มต้นการทำงานที่ง่าย, มีสมรรถนะต่างกันที่สภาวะการหล่อเย็นต่างกัน, ทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพเมื่อเริ่มต้นการทำงานสำเร็จ, การสั่นมีผลเล็กน้อยต่อการทำงานของท่อความร้อนวงรอบ และไม่มีผลต่อการทำงานเมื่อการสั่นหยุดลง

Kobayashi et al. (1999) ได้ทำการศึกษาสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนวงรอบที่มีความยืดหยุ่น(Flexible loop heat pipe) ที่ระดับแตกต่างความสูงของส่วนระเหยกับส่วนควบแน่น โดยแบ่งตามสภาวะได้ 3 สภาวะ คือ 1. ที่ระดับความสูงของส่วนระเหยอยู่สูงกว่าส่วนควบแน่น 1 เมตร (Top heat mode) 2. ที่ระดับความสูงของส่วนระเหยอยู่ระดับเดียวกันกับส่วนควบแน่น (Horizontal mode) 3. ที่ระดับความสูงของส่วนระเหยอยู่ต่ำกว่าส่วนควบแน่น 1 เมตร (Bottom heat mode) โดยท่อความร้อนทำจากสแตนเลส มีขนาดส่วนระเหย 0.250 เมตร, ขนาดส่วนควบแน่น 1.400 เมตร, ขนาดท่อส่งไอ 3.200 เมตร และขนาดท่อส่งของเหลว 2.650 เมตร ตามลำดับ โดยใช้โพลีเอททิลีน(Polyethylene)เป็นวัสดุพรุนซึ่งมีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางรูของวัสดุพรุน (Effective pore diameter)  $1.2 \times 10^{-6}$  เมตรสำหรับวัสดุพรุนตัวแรก และ  $1.2 \times 10^{-5}$  เมตรสำหรับวัสดุพรุนตัวที่ 2 ใช้ R-134a เป็นสารทำงาน พบว่าที่สภาวะที่ระดับความสูงของส่วนระเหยอยู่ต่ำกว่าส่วนควบแน่น 1 เมตรมีการถ่ายเทความร้อนได้มากที่สุด คือ 120 วัตต์ ที่ระดับความสูงของส่วนระเหยอยู่ระดับเดียวกันกับส่วนควบแน่นมีการถ่ายเทความร้อนได้ 80 วัตต์ และ ที่ระดับความสูงของส่วนระเหยอยู่สูงกว่าส่วนควบแน่น 1 เมตรได้น้อยที่สุด คือ 60 วัตต์

Pirotto (1997) ได้ทำการศึกษาโดยเปรียบเทียบสมรรถนะของท่อความร้อนแบบปิด 2 สถานะชนิดไหลสวนทางกัน 3 ชนิด คือ ชนิดที่ 1 ท่อความร้อนแบบวงรอบ ชนิดที่ 2 ท่อความร้อนแบบสอด ชนิดที่ 3 ท่อความร้อนแบบการไหลสวนทาง โดยท่อความร้อนแบบปิด 2 สถานะชนิดไหลสวนทางกัน 3 ชนิด มีขนาดส่วนระเหย 0.033 เมตร, ส่วนควบแน่นเป็นแบบชนิดมีคืบมีขนาด 0.200 เมตร และท่อส่งมีขนาด 1.200 เมตรตามลำดับ ใช้ R-11 เป็นสารทำงาน ที่อุณหภูมิทำงาน  $100^{\circ}\text{C}$  พบว่าท่อความร้อนแบบวงรอบให้สมรรถนะและค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูงสุดดังรูป 1.4 ซึ่งรูป 1.4 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างขนาดของส่วนระเหยกับค่าความหนาแน่นความร้อนสูงสุด



รูป 1.4 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างขนาดของส่วนระบายกับค่าความหนาแน่นความร้อนสูงสุด (1997)

### 1.2.2 แบบจำลองคณิตศาสตร์สำหรับทำนายสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนวงรอบ

Ogushi et al. (1997) ได้ทำการศึกษาแบบจำลองคณิตศาสตร์สำหรับทำนายสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนวงรอบที่มีความยืดหยุ่นโดยใช้เอกซ์แพนโพลีเตตระฟลูออเอทิลีน (Expanded polytetrafluoroethylene, EPTFE) เป็นวัสดุพูน ซึ่งมีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของวัสดุพูน  $8 \times 10^{-7}$  เมตร ทดสอบที่สภาวะระดับความสูงของส่วนระบายอยู่ระดับเดียวกันกับส่วนควบแน่น พบว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดขึ้นอยู่กับความดันตกคร่อมของระบบ โดยแบ่งได้ 2 กรณี คือ

ก. กรณีความดันตกคร่อมในท่อไอน้ำมีค่ามากกว่าความดันตกคร่อมอื่น เช่น ความดันตกคร่อมในท่อของเหลว ความดันตกคร่อมในวัสดุพูน ความดันตกคร่อมที่ส่วนระบาย ความดันตกคร่อมที่ส่วนควบแน่น และ ความดันเสียดสีเนื่องจากแรงโน้มถ่วง อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุด กรณีการไหลของไอน้ำเป็นแบบปั่นป่วน (Turbulent flow) มีสมการดังนี้

$$Q_{Max} \leq \left[ \left( \frac{4(\pi/4)^{1.75}}{0.3164} \right) \left( \frac{D_v^{4.75}}{r_{cw} L_v} \right) \left( \frac{ch_{fg}^{1.75} \rho_v^{0.75}}{\nu_v^{0.25}} \right) \right]^{1/1.75}$$

ข. กรณีความดันตกคร่อมในวัสดุพรมมีค่ามากกว่าความดันตกคร่อมอื่น เช่น ความดันคร่อมในท่อไอ ความดันตกคร่อมในท่อของเหลว ความดันตกคร่อมที่ส่วนระเหย ความดันตกคร่อมที่ส่วนควบแน่น และ ความดันสแตก เนื่องจากแรงโน้มถ่วง อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุด มีสมการดังนี้

$$Q_{Max} \leq 2 \left( \frac{K_w A_w}{r_{cw} t_w} \right) \left( \frac{\sigma h_{fg}}{v_l} \right)$$

Muraoka et al. (2000) ได้ทำการศึกษาแบบจำลองคณิตศาสตร์ และทำการทดสอบ ท่อความร้อนวงรอบแบบปั๊มคาปิลลารีที่สภาวะไร้แรงโน้มถ่วงที่ใช้ในดาวเทียม เพื่อในการออกแบบและอธิบายพฤติกรรมทางความร้อน และทางพลศาสตร์ของไหลภายในท่อความร้อนท่อความร้อนวงรอบแบบปั๊มคาปิลลารีภายใต้สภาวะไร้แรงโน้มถ่วง โดยใช้แผ่นซึมซับแสงอาทิตย์ (Solar absorber plate) ซึ่งทำจากแผ่นอลูมิเนียม ขนาด  $8.1 \times 10^{-5}$  ลูกบาศก์เมตร เป็นตัวให้ความร้อนแก่ท่อความร้อนวงรอบแบบปั๊มคาปิลลารี, ใช้แผ่นแผ่รังสี (Radiator plate) เป็นตัวระบายความร้อนจากท่อความร้อนวงรอบแบบปั๊มคาปิลลารี และ ท่อความร้อนวงรอบแบบปั๊มคาปิลลารี ประกอบด้วยท่อควบแน่นซึ่งทำจากท่ออลูมิเนียม ยาว 1.3 เมตร, แอ่งเก็บของเหลวสองสถานะมีปริมาตร  $9.6 \times 10^{-6}$  ลูกบาศก์เมตร ยาว 0.24 เมตร โดยท่อควบแน่น และท่อแอ่งเก็บของเหลว มีเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 0.005 และ 0.003 เมตร ตามลำดับ ภายในปั๊มคาปิลลารีมีโครงสร้างวัสดุพรมทรงกระบอกทำจากผงนิเกิลอัดขึ้นรูป มีความพรุนระหว่าง 40-60 % มีค่าการนำความร้อน 45 วัตต์ต่อตารางเมตร และมีความดันคาปิลลารีสูงสุด 4200 ปาสกาล พบว่าแบบจำลองคณิตศาสตร์ที่สร้างสามารถใช้ในการออกแบบ และเข้ากันได้ดีกับผลการทดลอง

### 2.1.3 การประยุกต์ใช้งานของท่อความร้อนวงรอบ

Na et al. (1999) ได้ทำการศึกษาสมรรถนะของท่อความร้อนแบบวงรอบแบบปิด 2 สถานะสำหรับให้ความเย็นแก่ชิพ (Chip) อิเล็กทรอนิกส์ โดยท่อความร้อนทำจากสแตนเลส ส่วนระเหยมีขนาด  $1 \times 10^{-3}$  ลูกบาศก์เมตร และส่วนควบแน่นมีขนาด  $1.51 \times 10^{-3}$  ลูกบาศก์เมตร ใช้ R-11 เป็นสารทำงาน พบว่า ที่อัตราส่วนการเติม (Fill ratio) ที่น้อยกว่า 90 % ของปริมาตรส่วนระเหย จะทำให้เวลาในการทำงานของระบบเข้าสู่สภาวะคงที่ (Steady state) นาน และมีค่าการกวัดแกว่งของอุณหภูมิเพิ่มขึ้น และ พบว่าขนาดของส่วนควบแน่นที่ใหญ่เกินไปจะไม่มีผลต่อสมรรถนะของระบบด้วย

จากสรุปสาระสำคัญที่เกี่ยวข้องที่ผ่านมา นั้น มีเพียงแต่การศึกษาวิจัยสมรรถนะของท่อความร้อนวงรอบแบบปั๊มคาปิลลารีโดยไม่มีการนำท่อความร้อนวงรอบแบบปั๊มคาปิลลารีมาประยุกต์ใช้งานกับระบบกักเก็บพลังงานความร้อนในรูปน้ำแข็ง ซึ่งในการศึกษาวิจัยนี้จะเป็นการศึกษาในเรื่อง การออกแบบท่อความร้อนวงรอบแบบปั๊มคาปิลลารีสำหรับระบบกักเก็บพลังงานความร้อนในรูปน้ำแข็ง

### 1.3 วัตถุประสงค์ของการศึกษาวิจัย

1.3.1 เพื่อศึกษา ออกแบบ และสร้างท่อความร้อนวงรอบแบบปั๊มคาปิลลารีสำหรับระบบกักเก็บพลังงานความร้อนในรูปน้ำแข็ง

1.3.2 เพื่อศึกษาคุณลักษณะทางความร้อนของท่อความร้อนวงรอบแบบปั๊มคาปิลลารีสำหรับระบบกักเก็บพลังงานความร้อนในรูปน้ำแข็ง

1.3.3 เพื่อออกแบบโปรแกรมคอมพิวเตอร์โดยใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์ สำหรับใช้ในการคำนวณและออกแบบ ท่อความร้อนวงรอบแบบปั๊มคาปิลลารีสำหรับระบบกักเก็บพลังงานความร้อนในรูปน้ำแข็ง

### 1.4 ประโยชน์ที่ได้รับจากการศึกษาเชิงประยุกต์

1.4.1 มีโปรแกรมคอมพิวเตอร์ที่สามารถใช้ในการคำนวณและออกแบบท่อความร้อนวงรอบแบบปั๊มคาปิลลารีสำหรับระบบกักเก็บพลังงานความร้อนในรูปน้ำแข็ง

1.4.2 มีต้นแบบจำลองของท่อความร้อนวงรอบแบบปั๊มคาปิลลารีสำหรับระบบกักเก็บพลังงานความร้อนในรูปน้ำแข็ง

### 1.5 ขอบเขตของโครงการวิจัย

1.5.1 ออกแบบและสร้างต้นแบบท่อความร้อนวงรอบแบบปั๊มคาปิลลารีสำหรับระบบปรับอากาศของเครื่องปรับอากาศขนาด 3516 วัตต์(12,000 บีทียูต่อชั่วโมง)แบบกักเก็บน้ำแข็ง โดยคำนึงถึงความแตกต่างของอุณหภูมิลมเย็นของเครื่องปรับอากาศและอุณหภูมิภายนอกมีค่าน้อยกว่า  $6^{\circ}\text{C}$  ของเครื่องปรับอากาศขนาด 3516 วัตต์(12,000 บีทียูต่อชั่วโมง) (2541)

1.5.2 ท่อความร้อนวงรอบแบบปั๊มคาปิลลารี ทำจากท่อทองแดงขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 0.00635 เมตร

1.5.3 สารทำงานที่ใช้ คือ น้ำ

1.5.4 ทดสอบสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนวงรอบแบบปั๊มคาปิลลารีสำหรับระบบปรับอากาศแบบกักเก็บน้ำแข็งที่สร้างขึ้นโดยมีตัวแปรต่อไปนี้

- ก. ความเร็วลมเย็นของระบบปรับอากาศ ที่ความเร็วลมเย็น 1.37 m/s, 1.75 m/s และ 1.92 m/s (ซึ่งสอดคล้องกับ Mode low, medium และ high)
- ข. อุณหภูมิลมกลับ(Return air)ของเครื่องปรับอากาศ ที่อุณหภูมิ 30 °C, 35 °C และ 45 °C
- ค. อุณหภูมิของระบบกักเก็บน้ำแข็ง ที่อุณหภูมิ -5 °C, 0 °C และ 5 °C
- ง. ปรับความสูงของส่วนระเหยเหนือส่วนควบแน่น 3 ค่า คือ 0.3 เมตร, 0.7 เมตร และ 1 เมตร