การพัฒนาเทคโนโลยีระบบทำความเย็นและปั๊มความร้อนแบบดูดซึม

Development of vapor absorption refrigerator and heat pump

พงษ์สิทธ์ ศรีศิรินทร์
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหานคร
51 หมู่ 1 ถ.เชื่อมสัมพันธ์ แขวงกระทุ่มราย เขตหนองจอก กรุงเทพมหานคร 10530
โทร. 0-2988-3655 Email: pongsid@mut.ac.th
ศรัทธา อาภรณ์รัตน์
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล สถาบันเทคโนโลยีนานาชาติสิรินธร มหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์
ตู้ ปณ 22 ปทฝ ธรรมศาสตร์รังสิต คลองหลวง ปทุมธานี 12121
โทร. 0-2986-9009 Email: satha@siit.tu.ac.th

บทคัดย่อ

บทความนี้เป็นการรวบรวมการศึกษาและงานวิจัยเกี่ยวกับระบบดูดซึมไอ โดยกล่าวถึงพื้นฐานของระบบตลอดจนเทคโนโลยีใหม่ๆที่คิดประดิษฐ์ขึ้นเพื่อเพิ่มสมรรถนะการทำงานของระบบ รวมทั้งคู่สารทำงานชนิดใหม่ที่ใช้กับระบบดูดซึมไอ ตลอดจนวัฏจักรรูปแบบใหม่ เช่น วัฏจักรร่วมอัด-ดูดซึมไอ วัฏจักรทำความเย็นดูดซึมแบบร่วมกับอีเจคเตอร์ เป็นต้น

ABSTRACT

This paper is a review of the vapor absorption system technologies. Basic of the system, new working fluids and novel absorption cycles such as combined vapor absorption-compression refrigeration cycle, combined ejector-absorption refrigeration cycle and etc. are included.

บทนำ

ความร้อนส่วนใหญ่ในอุตสาหกรรมจะได้มาจากการเผาไหม้เชื้อเพลิง ซึ่งจะมีการระบายความร้อนออกมาหลังจากเสร็จสิ้นกระบวนการเสมอ เพื่อให้ระบบสามารถทำงานได้อย่างต่อเนื่อง นับเป็นการสูญเสียความร้อนปริมาณมากไปโดยเปล่าประโยชน์ แต่ด้วยการใช้ระบบทำความเย็นแบบดูดซึมไอ (vapor absorption refrigeration system) ซึ่งอาศัยพลังงานความร้อนเป็นพลังงานหลักในการเดินระบบ และมักจะเป็นความร้อนที่ระบายทิ้งจากระบบในอุตสาหกรรม ก็จะช่วยลดปริมาณพลังงานไฟฟ้าที่ใช้เพื่อการทำความเย็นโดยระบบอัดไอ (vapor compression system) ลงได้ ทำให้ปริมาณการใช้พลังงานไฟฟ้าโดยรวมลดลง ซึ่งจะส่งผลไปถึงการลดปริมาณก๊าซที่ทำให้เกิดสภาวะเรือนกระจก เช่น ก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ จากการเผาไหม้เชื้อเพลิงในการผลิตกระแสไฟฟ้า ซึ่งจะเป็นผลดีต่อสภาพแวดล้อม

ความแตกต่างระหว่างระบบดูดซึมไอกับระบบอัดไออีกประการคือ สารทำความเย็นที่ใช้ในระบบอัดไอโดยส่วนใหญ่จะเป็นสารทำความเย็นประเภท คลอโรฟลูออโรคาร์บอน (CFCs) ซึ่งทำลายโอโซนในชั้นบรรยากาศ อันเป็นสาเหตุหนึ่งที่ทำให้เกิดปัญหาโลกร้อน (global warming) แต่ในระบบดูดซึมไอนั้นสามารถใช้สารทำงานที่ไม่ทำลายโอโซนในบรรยากาศ จึงทำให้ระบบนี้จึงกลับมาได้รับความสนใจเพิ่มขึ้น อย่างไรก็ตามในปัจจุบันระบบอัดไอก็ยังได้รับความนิยมและครองส่วนแบ่งในตลาดมากกว่าระบบดูดซึมเนื่องจากต้นทุนในการผลิตต่อหน่วยที่ต่ำกว่า ดังนั้นหากต้องการจะให้ระบบดูดซึมได้รับความนิยมมากขึ้นก็คงต้องทำการพัฒนาประสิทธิภาพของระบบให้สูงขึ้นแต่มีต้นทุนในการผลิตที่ต่ำให้ได้ในขณะเดียวกัน

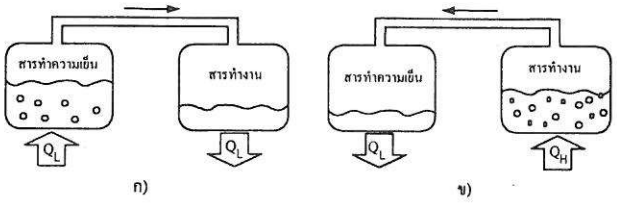
การพัฒนาระบบดูดซึมไอ เริ่มต้นขึ้นราวศตวรรษที่ 17 จากการค้นพบวิธีทำน้ำแข็งโดยอาศัยการดูดซึมไอน้ำของกรดซัลฟูริค ภายในถังปิดสนิทที่ปราศจากอากาศ ซึ่งจะทำให้น้ำบริสุทธิ์ที่บรรจุอยู่ในภาชนะภายในถังดังกล่าวเกิดการระเหยกลายเป็นไอ ส่งผลให้น้ำที่เหลืออยู่มีอุณหภูมิลดลงจนถึงจุดเยือกแข็ง แล้วจึงเกิดเป็นชั้นของน้ำแข็งขึ้นที่ผิวหน้า [1,2] ต่อมาในปี ค.ศ.1810 ได้มีการค้นพบว่าสามารถจะผลิตน้ำแข็งในภาชนะที่บรรจุน้ำซึ่งต่อเชื่อมถึงกับภาชนะที่มีกรดซัลฟูริคบรรจุอยู่ได้ แต่เนื่องจากภาชนะที่บรรจุกรดนั้นถูกกัดกร่อนอากาศจึงรั่วเข้าไปทำให้ไม่สามารถทำงานได้ดังต้องการ ในปี ค.ศ.1859 Ferdinand Carre ได้เสนอเครื่องทำความเย็นแบบใหม่ ซึ่งใช้สารน้ำ-แอมโมเนียเป็นสารทำงาน และได้ทำการจดสิทธิบัตรในปีต่อมาที่ประเทศสหรัฐอเมริกา และในยุคนั้นเครื่องทำความเย็นชนิดนี้ก็ได้รับความนิยม โดยใช้กันอย่างแพร่หลายเพื่อการทำน้ำแข็ง และเพื่อถนอมอาหาร ซึ่งถือเป็นพื้นฐานในการออกแบบและพัฒนาเครื่องทำความเย็นในยุคต้นๆ ต่อมาในราวทศวรรษที่ 195 มีการนำเอาระบบดูด

RECEIVED 6 SEPTEMBER, 2002
ACCEPTED 28 FEBRUARY, 2003

ชึมที่ใช้ สารละลายลิเธียมโบรไมด์(LiBr)-น้ำ เป็นสารทำงาน มาใช้ในเชิงอุตสาหกรรมและระบบดูดชึมแบบความดันสองชั้น เริ่มมีบทบาทในวงการอุตสาหกรรมในอีก 2-3 ปีต่อมา และถือเป็นมาตรฐานสำหรับวัฏจักรทำความเย็นประสิทธิภาพสูงซึ่งใช้พลังงานความร้อนเป็นหลักในการเดินระบบ

หลักการทำงานของระบบดูดชึม

สารทำงานที่ใช้ในวัฏจักรทำความเย็นแบบดูดชึม ประกอบด้วย สารทำความเย็น และสารดูดชึม หลักการทำงานของวัฏจักรสามารถแสดงให้เห็นจากรูป 1ก ภาชนะทั้งสองเชื่อมต่อถึงกัน ภาชนะทางซ้ายมีสารทำความเย็นเหลว ส่วนภาชนะทางขวามีสารทำงาน (สารดูดกลืน/สารทำความเย็น)



รูปที่ 1

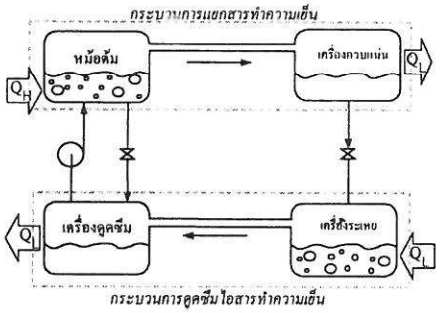
สารทำงานในภาชนะทางขวามือจะดูดกลืนไอสารทำความเย็นจากภาชนะทางซ้ายมือ ทำให้ความดันในภาชนะทางซ้ายลดลง เป็นผลให้อุณหภูมิของสารทำความเย็นที่เหลืออยู่ในภาชนะทางซ้ายลดลงเกิดผลการทำความเย็นขึ้น ในขณะเดียวกันความเข้มข้นของสารทำงานในภาชนะขวามือจะเจือจางลงเนื่องจากสัดส่วนของสารทำความเย็นที่เพิ่มปริมาณสูงขึ้นเพราะดูดชึมไอสารทำความเย็นเข้ามา โดยปกติแล้วกระบวนการดูดชึมจะเป็นกระบวนการคายความร้อน (exothermic process) ดังนั้นจึงจำเป็นจะต้องทำการถ่ายเทความร้อนออกจากกระบวนการอย่างเหมาะสม เพื่อจะคงความสามารถในการดูดชึมไว้ให้ได้ในระดับที่ต้องการ

เมื่อกระบวนการดูดชึมไอดำเนินไปจนสารทำงานเกิดการอิ่มตัว กระบวนการดูดชึมก็จะหยุดลง จึงต้องทำการแยกสารทำความเย็นออกจากสารทำงานซึ่งอิ่มตัวนั้น ปกติการแยกสารทำความเย็นออกจากสารทำงานนั้นจะกระทำโดยใช้ความร้อน ภายใต้ความดันเดียวกัน นั้นสารดูดชึมจะมีจุดเดือดที่แตกต่างกับสารทำความเย็นอย่างเห็นได้ชัด เมื่อพิจารณาตามรูป 1ข พบว่าความร้อนที่ถ่ายเทให้แก่ภาชนะทางขวาจะทำให้สารทำความเย็นกลายเป็นไอ และแยกตัวออกมาจากสารทำงานที่เจือจาง แล้วไอสารทำความเย็นจะผ่านไปยังภาชนะซ้ายมือเพื่อควบแน่นเป็นของเหลวโดยระบายความร้อนออกไป

จากกระบวนการที่เกิดขึ้นทั้งสองนี้พบว่า การทำความเย็นจะไม่สามารถเกิดขึ้นได้อย่างต่อเนื่อง เพราะไม่สามารถทำให้ทั้งสองกระบวนการทำงานได้พร้อมๆกัน จึงได้มีการคิดค้นรูปแบบของวัฏจักรทำความเย็นแบบดูดชึมซึ่งสามารถทำงานได้อย่างต่อเนื่องดังแสดงในรูปที่ 2 ซึ่งจะเห็นว่ากระบวนการแยกสารทำความเย็นนั้นเกิดขึ้นภายใต้อุณหภูมิและความดันที่สูง ในขณะที่กระบวนการดูดชึมไอและการระเหยไอเพื่อกำเนิดผลการทำความเย็นจะเกิดขึ้นภายใต้ความดันที่ต่ำกว่า ดังนั้นจึงต้องมีการติดตั้งปั๊มและอุปกรณ์ลดความดันเพิ่มขึ้นในระบบเพื่อช่วยในการหมุนเวียนสารทำงานให้ได้อย่างต่อเนื่องและสามารถทำงานอย่างเป็นวัฏจักรได้ ปกติการเปรียบเทียบประสิทธิภาพของระบบการทำความเย็นแบบดูดชึมจะกระทำโดยการเปรียบเทียบค่า สัมประสิทธิ์การทำความเย็น (coefficient of performance, COP) ซึ่งนิยามด้วยความสัมพันธ์ต่อไปนี้

$$COP = \frac{\text{ผลการทำความเย็นที่เครื่องระเหย}}{\text{ปริมาณความร้อนของหม้อต้ม + งานของปั๊ม}}$$

แต่ในทางปฏิบัติมักจะไม่นำค่า งานของปั๊มมารวมเพื่อคำนวณค่าสมรรถนะของระบบทำความเย็นดูดชึม เพราะมีค่าน้อยเมื่อเปรียบเทียบกับค่า ปริมาณความร้อนของหม้อต้ม ในกรณีค่าสัมประสิทธิ์การทำความร้อนของปั๊มความร้อนจะสามารถหาค่าได้ จากสมการเดิม แต่เปลี่ยนค่าผลการทำความเย็นที่เครื่องระเหย เป็น ผลการทำความร้อนที่เครื่องควบแน่นแทน



รูปที่ 2

สารทำงานที่ใช้ในระบบทำความเย็นดูดชึม

สิ่งสำคัญประการหนึ่งที่มีผลต่อสมรรถนะของระบบทำความเย็นดูดชึมก็คือ คุณสมบัติของสารทำงานที่ใช้ [3] คุณสมบัติที่จำเป็นอย่างหนึ่งของคู่สารทำความเย็นและสารดูดชึมก็คือ สารทำงานสถานะของเหลวที่อยู่ภายใต้อุณหภูมิและความดันที่แตกต่างกัน สารทำความเย็นต้องสามารถละลายในสารทำงานได้ด้วยปริมาณที่แตกต่างกัน เพื่อให้มีช่วงของการดูดชึมไอสารทำความเย็นได้ในระดับที่เหมาะสมกับสภาวะการทำงานในวัฏจักร นอกจากคู่สารทำงานควรจะต้องมีเสถียรภาพทางเคมี ไม่เป็นพิษ ไม่ก่อให้เกิดการระเบิด และควรมีคุณสมบัติเพิ่มเติมอีกดังนี้ [4]

- ความแตกต่างของจุดเดือด ระหว่างสารทำความเย็นบริสุทธิ์กับสารละลาย ภายใต้ความดันเดียวกันควรมีค่าแตกต่างกันให้มากที่สุดเท่าที่จะเป็นไปได้

- สารทำความเย็นควรมีค่าความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอสูง และมีความสามารถในการคงความเข้มข้นในสารละลายได้ดี เพื่อลดอัตราการไหลเวียนสารทำงาน(ต่อหนึ่งหน่วยมวลสารทำความเย็นที่ผลิตได้) ระหว่างหม้อต้มกับเครื่องดูดซึมให้ต่ำที่สุด
- คุณสมบัติที่เกี่ยวเนื่องกับการไหล อันเป็นผลต่อการถ่ายเทความร้อนและมวล เช่น ความหนืด ค่าการนำความร้อน สัมประสิทธิ์การแพร่กระจาย ควรมีค่าอยู่ในช่วงที่เหมาะสมต่อการใช้งาน
- ควรเป็นสารที่ไม่เป็นพิษ เป็นมิตรกับสิ่งแวดล้อม และราคาถูก

มีการศึกษาเกี่ยวกับคู่สารทำงานในระบบทำความเย็นดูดซึมอยู่มากมาย Macriss [5] ได้นำเสนอรายชื่อของคู่สารทำงานที่ใช้ในระบบดูดซึมอันประกอบไปด้วย สารทำความเย็นถึง 40 ชนิด และสารดูดซึมอีก 200 ชนิด ซึ่งอยู่ในรูปของสารประกอบ แต่สารทำงานที่เป็นที่นิยมใช้กันมากคือ น้ำ-แอมโมเนีย และ LiBr-น้ำ

สารทำงานน้ำ-แอมโมเนีย เป็นสารที่ใช้ในระบบดูดซึมไอมานับตั้งแต่ยุคที่เริ่มมีการคิดประดิษฐ์วัฏจักรนี้ขึ้นมา โดยใช้ทั้งเพื่อการทำความเย็นและการทำความร้อน เนื่องจากทั้งสารทำความเย็นซึ่งก็คือ แอมโมเนีย และสารดูดซึมคือน้ำ ต่างก็มีเสถียรภาพสูงภายใต้สภาวะการทำงานซึ่งมีช่วงอุณหภูมิและความดันที่กว้าง นอกจากนี้แอมโมเนียก็มีค่าความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอสูง อันเป็นที่พึงประสงค์ของวัฏจักรซึ่งต้องการสมรรถนะการทำงานที่ดี ระบบที่ใช้คู่สารทำงานนี้สามารถใช้งานเพื่อการทำความเย็นในระดับอุณหภูมิต่ำมากได้ เนื่องจากจุดเดือดของแอมโมเนียที่ความดันบรรยากาศปกติจะอยู่ที่ประมาณ -77°C แต่เนื่องจากทั้งน้ำและแอมโมเนียเมื่อได้รับความร้อนต่างก็สามารถกลายเป็นไอได้ทั้งคู่ ดังนั้นจึงต้องมีการติดตั้งอุปกรณ์พิเศษเพิ่มเติม เพื่อช่วยควบแน่นไอน้ำที่ระเหยเป็นไอให้กลับลงมาโดยไม่ให้ผ่านเข้าไปในเครื่องควบแน่น เพราะถ้าหากไอน้ำเข้าไปแล้วควบแน่นลงมารวมกับสารทำความเย็นในรูปของเหลว จะทำให้อุณหภูมิผลการทำความเย็นในเครื่องระเหยเกิดเบี่ยงเบนไปจากสภาวะที่ออกแบบไว้ ข้อด้อยของระบบที่ใช้สารนี้คือ มีความดันในระบบสูง สารทำงานเป็นพิษและทำให้เกิดการกัดกร่อนโดยจะทำปฏิกริยากับวัสดุที่มีส่วนประกอบของทองแดง อย่างไรก็ตามทั้งน้ำและแอมโมเนียต่างก็เป็นสารที่เป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อมและมีราคาถูก คุณสมบัติของสารทำงานคู่นี้สามารถหาได้จากเอกสารอ้างอิง [6-10]

ระบบทำความเย็นแบบดูดซึมที่ใช้ LiBr-น้ำ นั้นเริ่มขึ้นในราวปี ค.ศ.1930 [11] ข้อดีของคู่สารทำงานนี้ก็คือ สารดูดซึมที่ใช้ (LiBr)ไม่ระเหยกลายเป็นไอ และค่าความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอของสารทำความเย็น(น้ำ)มีค่าสูง แต่ก็มีข้อจำกัดในการใช้งานคือ อุณหภูมิของการทำความเย็นต้องสูงกว่า 0°C ไม่เช่นนั้นสารทำความเย็นจะแข็งตัว นอกจากนี้ความดันทำงานต้องเป็นความดันสุญญากาศ และเมื่อสารทำงานมีความเข้มข้นสูง สารละลาย LiBr-น้ำ จะเกิดการตกผลึก และยังมีฤทธิ์กัดกร่อนโลหะ รวมทั้งตัวสารดูดซึมเองก็มีราคาแพง คุณสมบัติของสารทำงานคู่นี้สามารถหาได้จากเอกสารอ้างอิง [12-16] และยังมีการใช้สารเติมบางชนิดเพื่อช่วยลดการกัดกร่อน [17-20] หรือเติมไปเพื่อให้สารทำงานมีความสามารถในการถ่ายเทมวลและความร้อนที่ดีขึ้น [21-25]

ถึงแม้ว่าจะมีการใช้ LiBr-น้ำ และ น้ำ-แอมโมเนีย เป็นสารทำงานในระบบดูดซึมไอ กันอย่างแพร่หลายมาเป็นระยะเวลานานแล้วก็ตาม ยังมีการศึกษาวิจัยและค้นคว้าเพื่อหาสารทำงานชนิดใหม่ๆมาใช้งานกับระบบดูดซึมไออยู่อย่างสม่ำเสมอ ตัวอย่างเช่นมีการใช้งานสารทำความเย็นประเภทฟูออโรคาร์บอน คือ R22 และ R12 ซึ่งก็เป็นที่นิยม เพราะสามารถละลายในตัวทำละลายอินทรีย์ได้หลายชนิด [26] ที่เด่นๆคือ DMETEG (Dimethyl Ether of Tetraethylene Glycol) และ DMF (Dimethyl Formamide) มีงานวิจัยหลายชิ้นที่ทำการศึกษาเกี่ยวกับสารทำงานลักษณะเช่นนี้ [27-32]

สารทำงานที่ใช้เกลืออนินทรีย์เป็นสารดูดซึม เช่น LiBr-น้ำ NaOH-น้ำ ก็น่าจะเป็นสารละลายที่มีความเหมาะสมต่อการใช้งานกับระบบดูดซึมไอมาก [33] หากสามารถแก้ไขเรื่องการตกผลึกในสภาวะที่มีความเข้มข้นสูงเมื่ออุณหภูมิสูงได้ มีการศึกษาพบว่าการเติมเกลือตัวที่สองลงในสารผสม ดังเช่น LiBr+$ZnBr_2$–น้ำ จะช่วยเพิ่มความสามารถในการละลายได้ นอกจากนี้ยังมีการทดสอบ สารละลายอีกหลายชนิดเพื่อการใช้งานในระบบดูดซึม [34-36]

การพัฒนาของเครื่องดูดซึมไอ

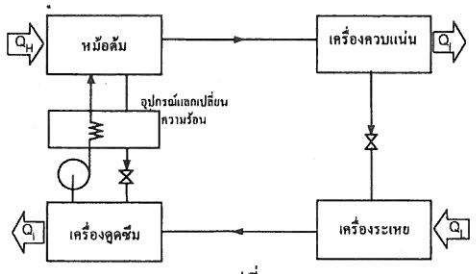
ส่วนสำคัญที่อาจถือเป็นหัวใจของระบบดูดซึมไอคือเครื่องดูดซึม [37] แต่จากผลการทดลองแสดงให้เห็นว่าสัดส่วนการไหลเวียนสารทำงานในระบบ (สารทำงานที่หมุนเวียนต่อหนึ่งหน่วยสารทำความเย็นที่ได้) มักจะมีค่ามากกว่าค่าที่ได้จากการคำนวณตามทฤษฎี เนื่องจากสารทำงานในเครื่องดูดซึมไม่อยู่ในสภาวะสมดุลย์ จากงานวิจัยที่ศึกษาถึงการพัฒนากระบวนการดูดซึมพบว่าเครื่องดูดซึมที่นิยมใช้กับระบบ LiBr-น้ำ จะเป็นแบบ falling film ซึ่งมีการหล่อเย็นด้วยน้ำ [38-45] ซึ่งจะช่วยเพิ่มความสามารถในการดูดซึมให้สูงขึ้น โดยถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นเนื่องจากกระบวนการดูดซึมไอออก อย่างไรก็ตามหากต้องการการดูดซึมที่ดี อัตราการหมุนเวียนสารทำงานก็ต้องสูงขึ้นด้วยเช่นกัน เครื่องดูดซึมอีกแบบหนึ่งคือแบบล้อหมุน [46] สามารถดูดซึมไอสารทำความเย็นในขณะที่กำลังหมุน โดยอาศัยผิวของของเหลวที่แผ่ปกคลุมบนผิวของล้อกลมซึ่งเย็น [47-48] หากเปรียบเทียบกับเครื่องดูดซึมแบบเดิมที่มีพื้นที่ผิวในการดูดซึมที่เท่ากัน พบว่าอัตราการดูดซึมของแบบล้อหมุนจะสูงกว่ามาก ดังนั้นขนาดของเครื่องดูดซึมที่ใช้หลักการล้อหมุนนี้จึงสามารถออกแบบให้มีขนาดเล็ก

กว่าแบบfalling filmได้ ส่วนการศึกษาเกี่ยวกับเครื่องดูดซึมที่ใช้ น้ำ-แอมโมเนียปรากฏในเอกสารอ้างอิง [49-51]

วัฏจักรดูดซึมแบบต่างๆ

1. แบบความดันชั้นเดียว

เป็นวัฏจักรที่นิยมใช้กันมากที่สุดเนื่องจากเป็นวัฏจักรพื้นฐาน ที่ไม่มีความซับซ้อน รูปแบบของวัฏจักรมีอยู่สองแบบหลักๆ ขึ้นอยู่กับสารทำงานที่ใช้ รูปที่ 3เป็นระบบความดันชั้นเดียวซึ่งใช้สารดูดซึมประเภทที่ไม่ระเหยเป็นไอ เช่น LiBr-น้ำ เป็นต้น



รูปที่ 3

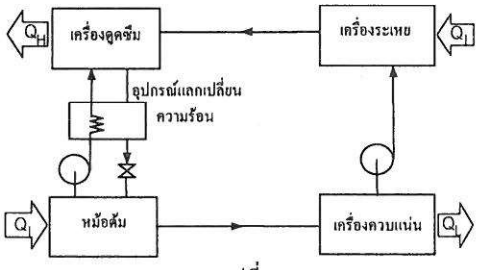
พลังงานความร้อนอุณหภูมิสูงที่ถ่ายเทให้กับหม้อต้ม จะใช้เพื่อเพิ่มอุณหภูมิสารละลายขึ้นจากอุณหภูมิของเครื่องดูดซึม (ระบายทิ้งที่เครื่องดูดซึมระหว่างกระบวนการดูดซึม) รวมทั้งแยกไอสารทำความเย็นออกจากสารละลาย (ระบายทิ้งสู่สิ่งแวดล้อมที่เครื่องควบแน่นไอ) จะเห็นว่าความร้อนอุณหภูมิสูงที่หม้อต้มกลายเป็นการสูญเสียที่เครื่องดูดซึมและเครื่องควบแน่น ก่อให้เกิดการย้อนกลับไม่ได้ขึ้นในระบบ แต่การย้อนกลับไม่ได้นี้สามารถลดลงได้โดยการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างสารละลายดังแสดงในรูปที่ 3 ซึ่งจะช่วยถ่ายเทความร้อนจากสารทำงานที่ออกจากหม้อต้มให้แก่สารทำงานที่กำลังจะเข้าสู่หม้อต้ม เป็นผลให้ปริมาณความร้อนที่ต้องให้แก่หม้อต้มลดลงจึงช่วยให้ค่า COP ของระบบเพิ่มสูงขึ้น นอกจากนี้ยังสามารถช่วยลดขนาดของเครื่องดูดซึมลงได้ เนื่องจากปริมาณความร้อนที่ต้องระบายออกไปสู่สิ่งแวดล้อมมีค่าลดน้อยลง จึงไม่จำเป็นต้องอาศัยพื้นที่ในการแลกเปลี่ยนความร้อนมากเท่าเดิม จากผลจากการทดลองแสดงให้เห็นว่าการใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสามารถช่วยเพิ่ม COP ขึ้นได้ถึง 60% [37]

กรณีที่สารทำงานซึ่งมีสารดูดซึมที่สามารถระเหยเป็นไอได้ เช่น น้ำในระบบ น้ำ-แอมโมเนีย จำเป็นต้องติดตั้งเครื่องแยก เพิ่มเติมอีกเพื่อใช้ควบแน่นไอสารดูดซึมซึ่งระเหยขึ้นไปจากหม้อต้มกลับลงมา ทำให้ไอที่จะไปควบแน่นในเครื่องควบแน่นมีความบริสุทธิ์มากขึ้น เพราะการที่ไอสารดูดซึมหลุดเข้าไปควบแน่นเป็นของเหลวในเครื่องควบแน่นจะเป็นผลให้สมรรถนะของระบบลดต่ำลง

นอกจากสารทำงานทั้งสองชนิดที่กล่าวมาแล้วคือ น้ำ-แอมโมเนีย และ LiBr-น้ำ แล้วยังมีการศึกษาเกี่ยวกับระบบดูดซึมแบบความดันชั้นเดียวกับสารทำงานอื่นๆอีกเช่น $LiNO_3$/แอมโมเนีย [52], $LiBr+ZnBr_2/CH_3OH$ [53], $LiNO_3+KNO_3+NaNO_3$/น้ำ [54], LiCl/น้ำ [55], Glycerol/water [56]

2 วัฏจักรแปลงความร้อน

ระบบดูดซึมไอโดยทั่วไปจะแลกเปลี่ยนความร้อนกับแหล่งความร้อนภายนอก 3 ระดับอุณหภูมิคือ ระดับอุณหภูมิต่ำ ปานกลาง และสูง เมื่อใช้เป็นปั๊มความร้อนหรืออุปกรณ์ทำความเย็น ความร้อนในการเดินระบบจะเป็นความร้อนจากแหล่งความร้อนระดับอุณหภูมิสูง และผลการทำความเย็นที่ได้จะเกิดขึ้นที่ระดับอุณหภูมิต่ำ โดยระบายความร้อนออกที่ระดับอุณหภูมิปานกลางแต่วัฏจักรแปลงความร้อนดูดซึมไอหรือปั๊มความร้อนดูดซึมแบบย้อนกลับจะใช้ความร้อนระดับอุณหภูมิปานกลางเพื่อเดินระบบ ปกติคือความร้อนทิ้งจากอุตสาหกรรม และระบายความร้อนออกที่ระดับอุณหภูมิต่ำสู่สิ่งแวดล้อม โดยความร้อนที่นำไปใช้เป็นประโยชน์จะเป็นความร้อนที่ระดับอุณหภูมิสูงสุดของวัฏจักร ดังนั้นระบบแปลงความร้อนจึงถือเป็นการเพิ่มระดับอุณหภูมิของความร้อนทิ้งให้สูงขึ้นโดยอาศัยงานเพียงบางส่วนเท่านั้นเพื่อหมุนเวียนสารทำงาน



รูปที่ 4

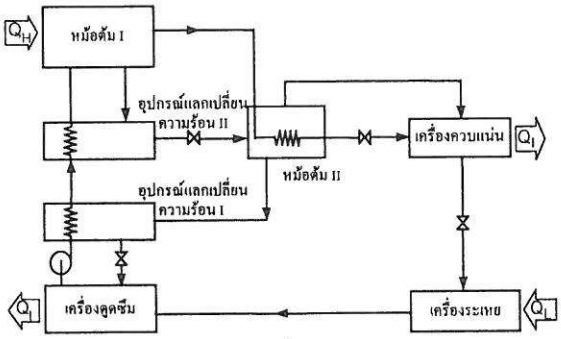
แผนภาพของระบบแปลงความร้อนดูดซึมแสดงในรูปที่ 4 จะเห็นว่าอุปกรณ์ของวัฏจักรนี้จะคล้ายกับวัฏจักรดูดซึมแบบความดันชั้นเดียว แตกต่างกันตรงที่จะเปลี่ยนอุปกรณ์ลดความดันติดที่ตั้งอยู่ระหว่างเครื่องควบแน่นกับเครื่องระเหยจะถูกเปลี่ยนเป็นปั๊มแทน ความร้อนที่ใช้เดินระบบซึ่งได้จากความร้อนทิ้งในอุตสาหกรรมจะถ่ายเทสู่หม้อต้มเพื่อใช้แยกสารทำความเย็นตามปกติ สารทำความเย็นเหลวในเครื่องควบแน่นจะถูกปั๊มส่งไปยังเครื่องระเหยด้วยความดันที่สูงขึ้น สารทำความเย็นจะระเหยโดยรับความร้อนจากแหล่งความร้อนอุณหภูมิเช่นเดียวกับที่หม้อต้มนั่นเอง (ระบบแปลงความร้อนดูดซึมโดยทั่วไปจะทำงานที่ในหม้อต้มที่เท่ากับระดับอุณหภูมิในเครื่องระเหย) ส่วนความร้อนที่ระบายจากเครื่องดูดซึมก็จะเป็นความร้อนระดับอุณหภูมิสูงที่นำไปใช้ประโยชน์

พลังงานความร้อนจากแสงแดด ความร้อนทิ้งจากอุตสาหกรรม ถือเป็นความร้อนคุณภาพต่ำ ซึ่งสามารถจะปรับปรุงให้มีอุณหภูมิที่สูงขึ้นได้โดยอาศัยอุปกรณ์แปลงความร้อน [57-59] ได้มีการศึกษาเกี่ยวกับสมรรถนะของตัวแปลงความร้อนดูดซึมซึ่งใช้สาร

ทำงานอื่นอีกหลายชนิด เช่น LiBr-น้ำ [60], LiBr+$ZnBr_2$/CH_3OH [61], DMETEG/R21, DMF/R21 [62-64]

3 แบบความดันหลายชั้น

การใช้งานวัฏจักรดูดซึมแบบความดันชั้นเดียวอาจจะยังไม่สามารถให้ค่าสมรรถนะในการทำงานที่สูงเท่าที่ควรจะเป็นได้ เมื่อมีแหล่งความร้อนอุณหภูมิสูงเป็นแหล่งพลังงานหลักของระบบ ดังนั้นจึงมีการนำเอาวัฏจักรดูดซึมไอที่มีความดันหลายชั้นมาใช้ เพื่อจุดประสงค์ในการเพิ่มสมรรถนะของระบบให้สูงขึ้น จำนวนของระดับความดันที่ใช้ก็คือการจัดรูปแบบของระบบให้มีลักษณะการทำงาน ซึ่งสามารถนำเอาความร้อนทิ้งจากชั้นความดันที่สูงกว่ามาใช้เป็นประโยชน์เพื่อกำเนิดไอในระดับความดันชั้นที่ต่ำกว่าถัดลงมา อันเป็นการเพิ่มปริมาณผลการทำความเย็นของวัฏจักรให้สูงขึ้นด้วยความร้อนจากแหล่งพลังงานเพียงแหล่งเดียว

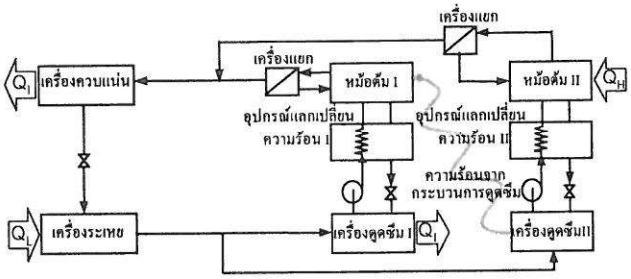


รูปที่ 5

การใช้งานวัฏจักรทำความเย็นดูดซึมแบบความดันสองชั้นเริ่มต้นขึ้นในราวปีค.ศ.1956-1958 [65] แผนภาพของวัฏจักรที่ใช้ LiBr-น้ำ เป็นสารทำงานแสดงในรูปที่ 5 ความร้อนที่ระดับอุณหภูมิสูงจากแหล่งความร้อนภายนอกระบายสู่หม้อต้มของชั้นความดันแรก (ความดันสูง) ไอสารทำความเย็นที่ได้จากหม้อต้มชั้นความดันแรกจะควบแน่นเป็นของเหลวโดยระบายความร้อนออกไปสู่หม้อต้มของชั้นความดันที่สองซึ่งใช้กำเนิดไอสารทำความเย็นจากสารละลายที่เหลือมาจากหม้อต้มชั้นความดันแรกทำให้ได้ปริมาณไอสารทำความเย็นเพิ่มขึ้น

อาจพิจารณาว่าระบบดูดซึมแบบความดันสองชั้นเป็นการรวมเอาระบบดูดซึมแบบความดันชั้นเดียวซึ่งมีค่า COP = COP_{single} สองระบบเข้าไว้ด้วยกัน โดยพิจารณาระบบแรกซึ่งรับความร้อนจากแหล่งพลังงานภายนอกเพื่อกำเนิดผลการทำความเย็น ปริมาณเท่ากับ $1 \times COP_{single}$ และค่าปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทออกจากเครื่องควบแน่นมีค่าประมาณเท่ากับค่าของผลการทำความเย็นที่ได้ ดังนั้นปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทให้กับหม้อต้มในชั้นความดันที่สองจึงอาจสมมติให้มีค่าเท่ากับ $1 \times COP_{single}$ ได้ และปริมาณผลการทำความเย็นที่ได้จากหม้อต้มชั้นความดันที่สองจึงมีค่าประมาณ $(1 \times COP_{single}) \times COP_{single}$. ดังนั้นค่า COP ของระบบดูดซึมแบบความดันสองชั้นนี้จึงควรมีค่าเป็น $COP_{double} = COP_{single} + (COP_{single})^2$ ด้วยการวิเคราะห์ดังกล่าว เมื่อค่า COPของระบบดูดซึมแบบความดันชั้นเดียวที่ใช้วิเคราะห์นี้มีค่า0.60 ค่าCOPของระบบดูดซึมแบบความดันสองชั้นจึงควรมีค่าสูงถึง 0.96 ได้มีการศึกษาทางทฤษฎีเกี่ยวกับระบบดูดซึมแบบความดันสองชั้นกับสารทำงานหลายๆชนิดดังปรากฏในเอกสารอ้างอิง [66-67]

เมื่อใช้ น้ำ-แอมโมเนีย เป็นสารทำงาน รูปแบบของวัฏจักรจะต้องเปลี่ยนเป็นลักษณะดังแสดงในรูปที่ 6 ไม่เช่นนั้นความดันสูงสุดของระบบ(ในหม้อต้มชั้นแรก)จะสูงมาก หากจะเปรียบเทียบระบบนี้กับระบบ LiBr-น้ำ จะพบว่าเป็นการรวมเอาระบบความดันชั้นเดียวสองระบบที่แยกกันทำงาน มาทำงานร่วมกัน โดยรวมเครื่องระเหยและเครื่องควบแน่นของทั้งสองวัฏจักรเข้าด้วยกันดังแสดงในรูป เป็นผลให้ความดันในระบบเหลือเพียงแค่สองระดับ และสามารถจะจำกัดความดันสูงสุดของระบบไว้ไม่ให้สูงมากนักได้ ความร้อนจากแหล่งพลังงานภายนอกจะผ่านไปยังหม้อต้ม II เท่านั้น ในขณะที่เครื่องดูดซึม II จะทำงานที่อุณหภูมิซึ่งสูงเพียงพอที่จะถ่ายเทความร้อนให้แก่หม้อต้ม I เพื่อกำเนิดไอสารทำความเย็นตามที่ต้องการ



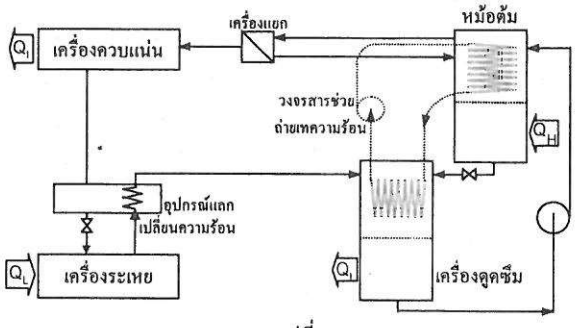
รูปที่ 6

วัฏจักรซึ่งทำงานด้วยความดันหลายชั้น ตัวอย่างเช่น วัฏจักรดูดซึมแบบความดันสามชั้น [68] ความดันสี่ชั้น [69] จะให้ค่า COPที่สูงขึ้นตามจำนวนชั้นของความดันที่เพิ่มขึ้น แต่จากการวิเคราะห์พบว่าการเพิ่มขึ้นของค่า COP ไม่ได้เพิ่มขึ้นด้วยสัดส่วนเดียวกันกับสัดส่วนของจำนวนระดับความดันที่เพิ่มขึ้น และเป็นที่น่าสังเกตว่าเมื่อเพิ่มจำนวนระดับความดันมากขึ้น ค่า COP ของแต่ละชั้นความดันที่เพิ่มขึ้นนั้นก็ไม่ได้มีค่าที่สูงเท่ากับค่า COP ของระบบความดันชั้นเดียว แต่การเพิ่มขึ้นของจำนวนระดับความดันกลับเป็นการทำให้ระบบมีความซับซ้อนเพิ่มมากขึ้น ดังนั้นในปัจจุบันจึงพบว่ามีการนำเอาเฉพาะระบบความดันสองชั้นมาใช้งานในเชิงพาณิชย์เท่านั้น [1, 70] ส่วนระบบที่มีจำนวนชั้นความดันที่สูงกว่าสองชั้นก็ยังคงเป็นเพียงแค่ขั้นการศึกษาวิจัยเท่านั้น

4. วัฏจักรทำความเย็นแบบดูดซึม พร้อม GAX

GAX (generator/absorber heat exchanger) คือเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างหม้อต้มกับเครื่องดูดซึม บางครั้งอาจเรียกว่า

DAHX (desorber/absorber heat exchanger) ก็ได้ การใช้ GAX ก็เพื่อจุดประสงค์ในการเพิ่มสมรรถนะของวัฏจักรทำความเย็นดูดซึมแบบความดันชั้นเดียวให้สูงขึ้นเทียบเท่ากับวัฏจักรแบบความดันสองชั้น โดยอาศัยหลักการทำงานของวัฏจักรความดันสองชั้นแบบขนาน (เช่น วัฏจักรที่ใช้ น้ำ-แอมโมเนีย เป็นสารทำงาน) วัฏจักรนี้ริเริ่มโดย Altenkirch และ Tenckhoff [71-72] ดังแสดงในรูปที่ 7



รูปที่ 7

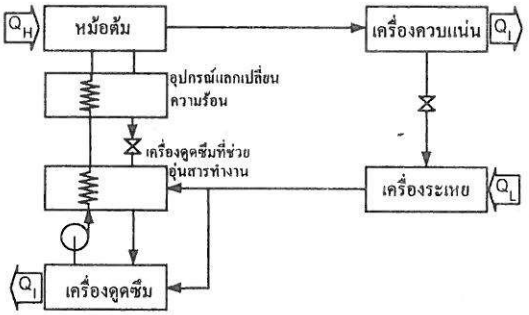
อาจพิจารณาหม้อต้มและเครื่องดูดซึมเป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนทางกัน โดยสารทำงานเจือจางจากหม้อต้มพร้อมกับไอสารทำความเย็นจากเครื่องระเหยจะไหลเข้ามาทางด้านบนของเครื่องดูดซึม ขณะเดียวกันก็จะเกิดการระบายความร้อนอุณหภูมิสูงของกระบวนการดูดซึมออกจากส่วนบนของเครื่องดูดซึมไปสู่หม้อต้ม ในขณะที่ส่วนล่างของเครื่องดูดซึมก็จะระบายความร้อนออกสู่สิ่งแวดล้อมเพื่อคงความสามารถในการดูดซึมไอสารทำความเย็นไว้ สารทำงานเข้มข้นจากเครื่องดูดซึมจะผ่านเข้ามาทางด้านบนของหม้อต้มเพื่อรับความร้อนจากเครื่องดูดซึมเพื่อแยกสารทำความเย็นออกไป ความร้อนจากแหล่งภายนอกจะถ่ายเทเข้ามายังส่วนล่างของหม้อต้มดังแสดงในรูปจะเห็นว่ามีการใช้วงจรช่วยถ่ายเทความร้อนระหว่างหม้อต้มและเครื่องดูดซึมเพิ่มขึ้นมา การศึกษาเกี่ยวกับระบบลักษณะนี้ปรากฏในเอกสารอ้างอิง [73-78]

5 วัฏจักรการทำความเย็นโดยความร้อนทิ้งจากเครื่องดูดซึม

การใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างสารทำงานสามารถช่วยเพิ่มค่า COP ของระบบได้ เช่น การอุ่นสารทำงานเข้มข้นจากเครื่องดูดซึมก่อนจะเข้าสู่หม้อต้มเพื่อรับความร้อน จะช่วยลดปริมาณพลังงานที่ต้องใช้ในหม้อต้มลงได้ โดยเฉพาะอย่างยิ่งการดึงเอาความร้อนทิ้งจากเครื่องดูดซึมเพื่อใช้เพิ่มอุณหภูมิของสารทำงานเข้มข้นก่อนจะเข้าสู่หม้อต้มให้สูงขึ้นก็จะเป็นการช่วยลดพลังงานที่ต้องใช้ในหม้อต้มลงได้เช่นกัน

ลักษณะจะคล้ายกับระบบ GAX คือจะแบ่งเครื่องดูดซึมออกเป็นสองส่วน โดยส่วนที่มีความร้อนจากการดูดซึมในระดับอุณหภูมิต่ำกว่าจะระบายความร้อนออกสู่สิ่งแวดล้อม ในขณะที่ส่วนอุณหภูมิสูงจะใช้เพื่ออุ่นสารทำงานเข้มข้นดังแสดงในรูปที่ 8 เพราะฉะนั้นปริมาณความร้อนที่ให้แก่หม้อต้มก็จะลดลง เป็นผลทำให้ค่า COPเพิ่มสูงขึ้น

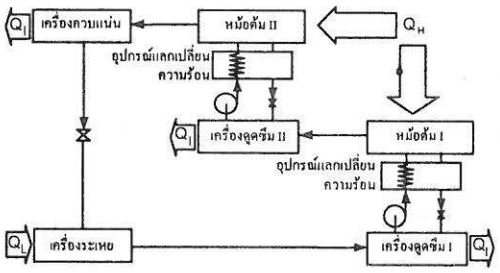
จากการศึกษาทางทฤษฎีโดยใช้สารทำงาน น้ำ-แอมโมเนีย $LiNO_3$-แอมโมเนีย [79-80] พบว่าวัฏจักรลักษณะนี้สามารถจะช่วยทำให้ค่า COP สูงขึ้นได้ถึงประมาณ 10%



รูปที่ 8

6 วัฏจักรทำความเย็นดูดซึมแบบความดันครึ่งชั้น

โดยทั่วไประบบทำความเย็นแบบดูดซึมจะทำงานเมื่อความเข้มข้นของสารทำงานในเครื่องดูดซึมมีค่าสูงกว่าในหม้อต้ม และอุณหภูมิของสารทำงานสูงขึ้นหรือความดันของสารทำงานต่ำลง จะเป็นผลทำให้สัดส่วนของสารทำความเย็นที่สามารถจะมีได้ในสารทำงานลดลง และหากอุณหภูมิในหม้อต้มลดต่ำลง จะเป็นผลให้อัตราการหมุนเวียนสารทำงานต้องเพิ่มสูงขึ้นทำให้ค่า COP ลดลง แต่ถ้าหาก ลดอุณหภูมิลงต่ำเกินไประบบก็จะไม่สามารถดำเนินต่อไปได้



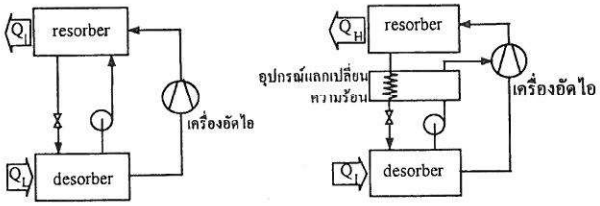
รูปที่ 9

แนวคิดของวัฏจักรความดันครึ่งชั้นนี้เกิดขึ้นมาเพื่อให้สามารถใช้งานระบบดูดซึมกับแหล่งความร้อนอุณหภูมิค่อนข้างต่ำได้ [81] ดังแสดงในรูปที่ 9 ลักษณะรูปแบบของวัฏจักรนี้จะคล้ายกับวัฏจักรดูดซึมแบบความดันสองชั้นที่ใช้ น้ำ-แอมโมเนีย เป็นสารทำงาน แตกต่างกันที่ทิศทางการถ่ายเทความร้อน เพราะความร้อนจากแหล่งความร้อนภายนอกจะถ่ายเทให้กับหม้อต้มทั้งสอง และความร้อนจากเครื่องดูดซึมทั้งคู่จะระบายออกสู่สิ่งแวดล้อมโดยตรง หม้อต้ม I และเครื่องดูดซึม II จะทำงานภายใต้ความดันระดับปานกลางของระบบทำให้สามารถรักษาอัตราการไหลเวียนสารทำงานระหว่าง หม้อต้ม I และ เครื่องดูดซึม I รวมทั้ง หม้อต้ม II และ เครื่องดูดซึม II ไว้ใน

ระดับที่ไม่สูงนัก อย่างไรก็ดีค่า COP ของวัฏจักรนี้มีค่าที่ค่อนข้างต่ำ เนื่องจากมีการระบายความร้อนออกมากกว่าแบบความดันชั้นเดียวถึงเกือบ50% [82] แต่ก็คุ้มค่าเมื่อแลกกับการที่ระบบสามารถทำงานได้โดยอาศัยความร้อนจากแหล่งอุณหภูมิที่ต่ำกว่าวัฏจักรดูดซึมแบบอื่น

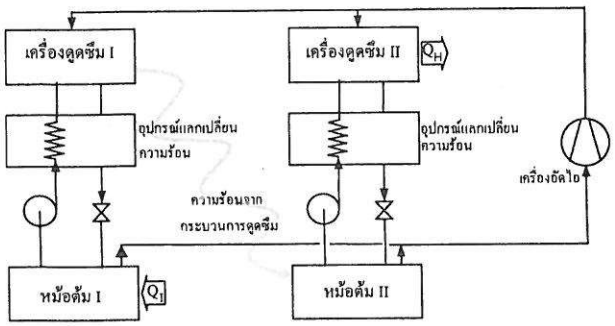
7 วัฏจักรร่วมอัดไอ-ดูดซึมไอ

แผนภาพของระบบร่วมอัดไอ-ดูดซึมไอ แสดงอยู่ในรูปที่ 10ก จะสังเกตว่าเครื่องควบแน่นและเครื่องระเหยของระบบอัดไอแบบเดิมนั้นถูกแทนที่ด้วย resorber (เครื่องดูดซึมไอ) และ desorber (เครื่องกำเนิดไอ) จึงทำให้ความดันแตกต่างระหว่างทางเข้า-ออกของเครื่องอัดจะมีค่าต่ำกว่าระบบอัดไอแบบเดิมมากภายใต้สภาวะทำงานเดียวกัน (ด้วยอุณหภูมิสิ่งแวดล้อมและอุณหภูมิการทำความเย็นที่เท่ากัน) จึงเป็นที่คาดได้ว่า COP ของระบบย่อมจะดีกว่าระบบอัดไอแบบเดิม Altenkirch ประดิษฐ์เครื่องที่ใช้หลักการนี้ขึ้นเป็นเครื่องแรกในปี ค.ศ.1950 โดยเน้นศักยภาพด้านการประหยัดพลังงาน [82] ระบบนี้สามารถใช้งานเป็นปั๊มความร้อนได้ ดังแสดงในรูปที่ 10ข ซึ่งพัฒนาขึ้นมาโดย Machielsen [83]



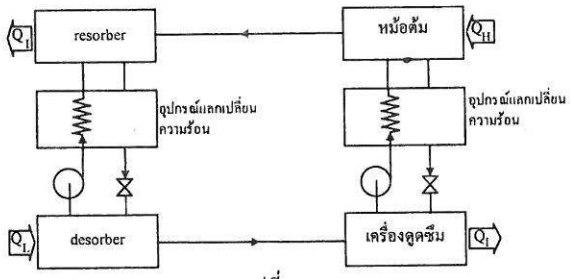
รูปที่ 10

รูปแบบที่น่าสนใจอีกแบบคือ วัฏจักรร่วมอัดไอ-ดูดซึมไอแบบความดันสองชั้น ดังแสดงในรูปที่ 11 โดยความร้อนที่ระบายออกมาจากเครื่องดูดซึมความดันชั้นแรก จะถ่ายเทให้กับหม้อต้มในความดันชั้นที่สอง ถือเป็นการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นภายใน อันเป็นการช่วยลดความแตกต่างของอุณภูมิที่ต้องมีเนื่องจากการใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนลงไปได้ มีการนำแนวคิดลักษณะเช่นนี้มาใช้และประสพผลสำเร็จอย่างดีในงานวิจัยอื่น [83-85]



รูปที่ 11

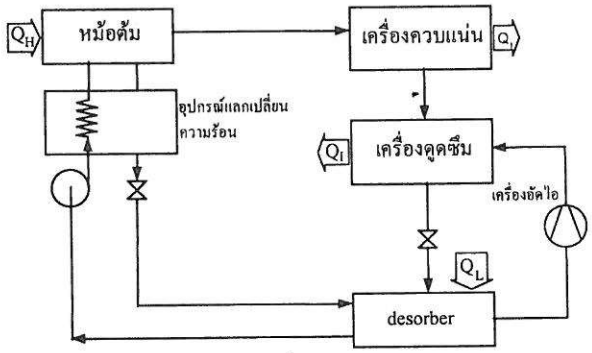
วัฏจักรอีกรูปแบบหนึ่งซึ่งเสนอโดย Cacciola และคณะ [86] เป็นดังแสดงในรูปที่ 12 มีการใช้สารทำงานสองคู่ คือ น้ำ-แอมโมเนีย และ KHO-น้ำ เพื่อหลีกเลี่ยงการใช้เครื่องแยก นอกจากนี้ยังช่วยลดความดันสูงสุดของระบบ น้ำ-แอมโมเนียลงได้ ระบบนี้ยังสามารถทำงานได้ภายใต้อุณหภูมิที่ต่ำกว่า 0°C ได้โดยไม่มีปัญหาในเรื่องการแข็งตัวหรือการตกผลึกของสารทำงาน



รูปที่ 12

Groll และ Radermacher [87] ได้นำเสนอผลการทดลองชุดแรกของวัฏจักรร่วมอัด-ดูดซึมไอ ที่มีการใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่าง desorber และเครื่องดูดซึม ซึ่งปรับปรุงจากระบบซึ่งมีวงจรสารทำงานสองชั้นของ Rane และ Radermacher [84] และ Rane และคณะ [85] ซึ่งต่อมาได้กลายเป็นพื้นฐานของวัฏจักร GAX ตราบจนปัจจุบัน

8. วัฏจักร sorption-resorption



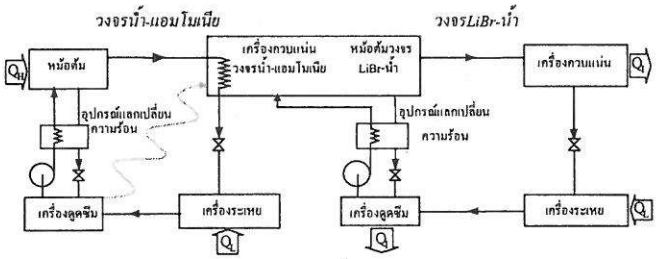
รูปที่ 13

แนวความคิดของวัฏจักร sorption-resorption เริ่มมาจาก Altenkirch ตั้งแต่ปี ค.ศ.1913 โดยใช้วงจรของสารทำงานสองวงจร และได้นำเอา resorber และ desorber มาใช้แทนในส่วนของเครื่องควบแน่นและเครื่องระเหยของระบบดูดซึมแบบความดันชั้นเดียว ดังแสดงในรูปที่ 13 [87] ด้วยวงจรสารทำงานที่เพิ่มขึ้นมาอีกหนึ่งวงจรนั้น ทำให้การออกแบบตลอดจนกระบวนการทำงานมีความยืดหยุ่นมากขึ้น เนื่องจากความเข้มข้นของสารทำงานสามารถจะแปรค่าได้นอกเหนือไปจากค่าที่ออกแบบเพียงค่าเดียว ทำให้มีความคล่องตัวใน

ปรับเปลี่ยนค่าสภาวะการทำงานของเครื่องในแต่ละส่วนได้ตามสภาพของการใช้งาน

9 วัฏจักรทำความเย็นดูดซึมแบบคู่ขนาน

แนวคิดของวัฏจักรนี้คล้ายกับระบบดูดซึมแบบความดันสองชั้นที่ทำงานขนานกัน แตกต่างกันตรงที่วัฏจักรนี้แยกการทำงานออกเป็นสองวัฏจักร เนื่องจากใช้สารทำงานที่แตกต่างกัน คือ น้ำ-แอมโมเนีย และ LiBr-น้ำ ซึ่งไม่สามารถผสมกันได้เพราะความดันในการทำงานที่แตกต่างกันโดยสิ้นเชิง

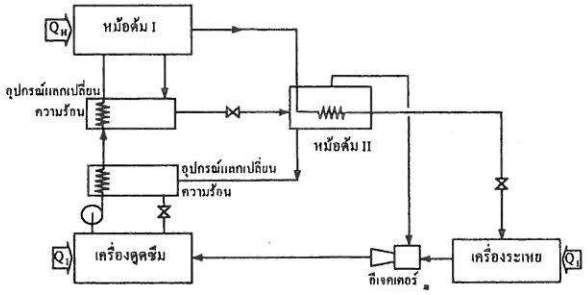


รูปที่ 14

Hanna และคณะ [88] ได้คิดประดิษฐ์วัฏจักรดูดซึมแบบคู่ขนานนี้ขึ้น เพื่อใช้เป็นเครื่องทำความเย็น และเพื่อใช้เป็นปั๊มความร้อน ดังแสดงในรูปที่ 14 ระบบนี้ประกอบด้วยวัฏจักรดูดซึมแบบความดันชั้นเดียวสองวัฏจักร โดยวัฏจักรน้ำ-แอมโมเนียรับความร้อนจากแหล่งพลังงานภายนอก และทั้งความร้อนที่ระบายออกจากเครื่องดูดซึมและเครื่องควบแน่น จะถ่ายเทไปสู่วัฏจักร LiBr-น้ำ ในขณะที่ความร้อนจากเครื่องดูดซึมและเครื่องควบแน่นของวัฏจักรนี้จะระบายออกสู่สิ่งแวดล้อมตามปกติ แต่เมื่อใช้เป็นระบบทำความเย็นผลการทำความเย็นที่ได้จะมาจากเครื่องระเหยของวัฏจักรทั้งสอง

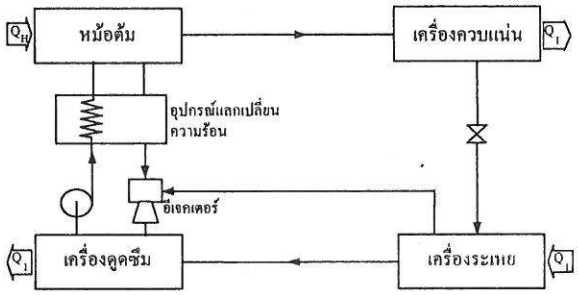
10 วัฏจักรทำความเย็นดูดซึมแบบร่วมกับอีเจคเตอร์

ระบบทำความเย็นแบบดูดซึมสามารถมีสมรรถนะในการทำงานที่สูงขึ้นได้เมื่อใช้อีเจคเตอร์ร่วมในการทำงาน แนวทางซึ่งเสนอโดย Kuhlenschmidt [89] ดังแสดงในรูปที่ 15 มีจุดประสงค์เพื่อพัฒนาระบบดูดซึมที่สามารถทำความเย็นที่อุณหภูมิต่ำโดยใช้สารทำงาน อันมีส่วนประกอบของเกลือเป็นสารดูดซึม แต่สามารถระบายความร้อนของเครื่องดูดซึมด้วยอากาศได้ ระบบนี้ใช้หม้อต้มแบบความดันสองชั้นซึ่งมีลักษณะคล้ายกับระบบดูดซึมแบบความดันสองชั้น แตกต่างตรงที่ไอสารทำความเย็นส่วนความดันต่ำกว่าจากหม้อต้มความดันชั้นที่สองนั้น ใช้เพื่อดึงไอสารทำความเย็นออกมาจากเครื่องระเหย โดยไอที่ออกจากอีเจคเตอร์จะไหลออกไปยังเครื่องดูดซึม ทำให้ความดันภายในเครื่องดูดซึมมีค่าสูงกว่าในเครื่องระเหย จึงสามารถเลี่ยงการตกผลึกในเครื่องดูดซึมได้เมื่อต้องทำงานในสภาวะที่อุณหภูมิภายในเครื่องระเหยมีค่าต่ำๆ หรือเมื่ออุณหภูมิในเครื่องดูดซึมมีค่าสูง (ระบายความร้อนด้วยอากาศ)



รูปที่ 15

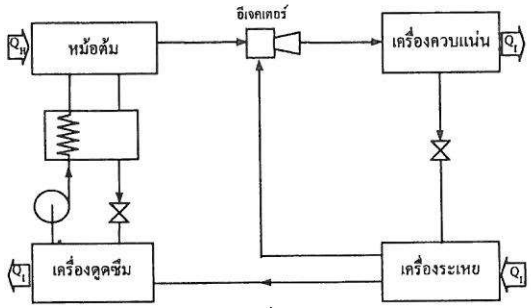
เป็นที่น่าสังเกตว่าระบบนี้ไม่มีเครื่องควบแน่น เพราะไอสารทำความเย็นความดันสูงจะควบแน่นเป็นของเหลวในหม้อต้มของความดันชั้นที่สอง ในขณะที่ไอสารทำความเย็นความดันต่ำจากหม้อต้มชั้นความดันที่สอง จะใช้เป็นสารขับเคลื่อนอีเจคเตอร์ อย่างไรก็ดียังไม่มีผลการศึกษาทั้งทางทฤษฎีและจากการทดลองของระบบนี้เผยแพร่ออกมา แต่ก็พอจะคาดเดาถึงค่า COP ของระบบได้ว่าไม่ควรจะสูงไปกว่าระบบดูดซึมแบบความดันชั้นเดียว เนื่องจากไอสารทำความเย็นบางส่วนที่ระเหยขึ้นมานั้นจะไหลทิ้งโดยตรงสู่เครื่องดูดซึมเพื่อเป็นสารขับเคลื่อนอีเจคเตอร์ โดยไม่ก่อให้เกิดเป็นผลการทำความเย็น ยิ่งไปกว่านี้เครื่องดูดซึมที่ใช้ในกรณีนี้ก็ยังต้องดูดซึมสารทำความเย็นปริมาณมากกว่าระบบดูดซึมอื่นๆ ซึ่งมีผลการทำความเย็นเท่ากันอีกด้วย



รูปที่ 16

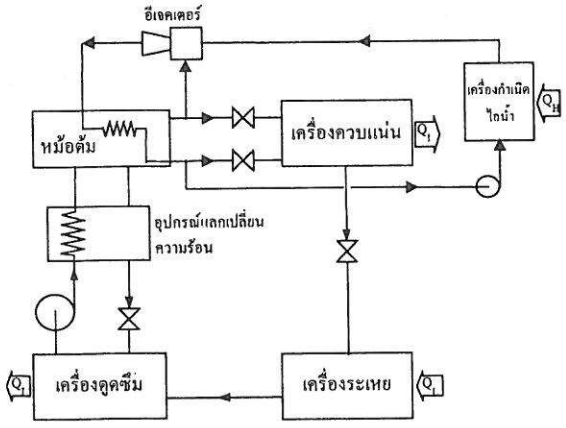
ระบบดูดซึมที่ใช้อีเจคเตอร์อีกรูปแบบหนึ่งซึ่งเสนอโดย Chung และคณะ [90] และ Chen [91] เป็นดังแสดงในรูปที่ 16 ลักษณะจะคล้ายกับระบบของ Kuhlenschmidt กล่าวคือใช้อีเจคเตอร์เพื่อรักษาระดับความดันในเครื่องดูดซึมไว้ให้มีระดับที่สูงกว่าความดันในเครื่องระเหย แต่จะแตกต่างตรงที่สารที่ใช้ขับเคลื่อนในอีเจคเตอร์คือสารทำงานเหลวความดันสูงจากหม้อต้ม ดังนั้นสารทำความเย็นที่เหมาะสมต่อการใช้งานจึงต้องเป็นสารที่มีความหนาแน่นและความดันสูงเท่านั้น ทั้งนี้เพราะอีเจคเตอร์ที่ใช้สารทำงานเหลวในการขับเคลื่อนนั้นไม่เหมาะที่จะใช้กับสารทำความเย็นที่มีความหนาแน่นของไอต่ำเช่น น้ำ (ในระบบที่ใช้ LiBr-น้ำ) และจากผลการศึกษาด้วยการทดลองพบว่าในการใช้สารทำงาน DMETEG-R22 และ DMETEG-R21 สัดส่วน

ความดันระหว่างเครื่องดูดซึมกับเครื่องระเหยมีค่าเพียง 1.2 นอกจากนี้ยังพบว่าหากความดันของเครื่องดูดซึมมีค่าเพิ่มขึ้น จะช่วยลดอัตราการไหลเวียนสารทำงานลงได้มากกว่าวัฏจักรแบบเดิมซึ่งทำงานภายใต้สภาวะเดียวกัน จึงเป็นไปได้ว่าค่า COP น่าจะเพิ่มสูงขึ้นได้



รูปที่ 17

วัฏจักรร่วมอีกรูปแบบหนึ่งเป็นแบบที่เสนอโดย Aphornratana และ Eames [92] ดังแสดงในรูปที่ 17 อีเจคเตอร์จะติดตั้งอยู่ระหว่างหม้อต้มและเครื่องควบแน่นของระบบดูดซึมแบบความดันชั้นเดียวซึ่งใช้ LiBr-น้ำเป็นสารทำงาน ไอน้ำความดันสูงจากหม้อต้มทำหน้าที่เป็นสารขับเคลื่อนอีเจคเตอร์ ความดันในหม้อต้มจึงสูงกว่าเครื่องควบแน่น ทำให้สามารถหลีกเลี่ยงการตกผลึกเมื่อเพิ่มอุณหภูมิของสารทำงานให้สูงขึ้น และยังสามารถรักษาระดับความเข้มข้นของสารทำงานไว้ให้คงที่ได้โดยการเพิ่มทั้งอุณหภูมิและความดันพร้อมๆกัน ทำให้ปริมาณความร้อนที่ต้องใช้กับหม้อต้มเพิ่มขึ้นเพียงเล็กน้อย นอกจากนี้ผลการทำความเย็นที่ได้ก็มีค่าสูงขึ้นเนื่องจากอีเจคเตอร์ช่วยนำพาไอสารทำความเย็นออกมาจากเครื่องระเหย เป็นผลให้ค่า COP เพิ่มค่าสูงขึ้นกว่าในระบบดูดซึมแบบความดันชั้นเดียวแบบเดิม จากผลการทดลองพบว่า COP ที่ได้มีค่าสูงถึง 0.86-1.04 อย่างไรก็ดีระบบนี้ต้องการความร้อนที่อุณหภูมิสูงถึงประมาณ 190-200°C (จึงอาจเป็นผลให้เกิดปัญหาเรื่องการกัดกร่อนต่ออุปกรณ์) และอุณหภูมิสิ่งแวดล้อมที่ไม่สูงนัก

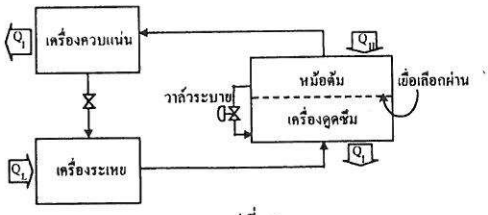


รูปที่ 18

รูปแบบที่เสนอโดย Eames และ Wu [93-94] แสดงในรูปที่ 18 โดยการรวมเอาปั๊มความร้อนแบบอีเจคเตอร์ซึ่งใช้ไอน้ำ กับระบบดูดซึมแบบความดันชั้นเดียวเข้าไว้ด้วยกัน ปั๊มความร้อนที่ใช้ไอน้ำนั้นดึงเอาความร้อนจากการควบแน่นสารทำความเย็นในวัฏจักรดูดซึมมาเพิ่มระดับอุณหภูมิขึ้น แล้วจึงถ่ายเทไปยังหม้อต้ม อีเจคเตอร์จะดูดไอสารทำความเย็นจากหม้อต้มแล้วควบแน่นไปพร้อมกับไอน้ำที่ใช้ขับเคลื่อนอีเจคเตอร์ โดยระบายความร้อนไปสู่สารทำงานในหม้อต้ม ขณะทำงานอุณหภูมิในระบบจะถูกรักษาไว้ที่ 80°C จึงไม่ต้องกังวลปัญหาเรื่องการกัดกร่อนของอุปกรณ์ที่ใช้อุณหภูมิของพลังงานความร้อนจากแหล่งภายนอกที่ถ่ายเทให้แก่เครื่องกำเนิดไอน้ำมีค่าราว 200°C และจากผลการทดลองพบว่าค่า COP ที่ได้สูงถึง 1.03

11 วัฏจักรดูดซึมที่ใช้เยื่อเลือกผ่าน

Zerweck [95] ได้นำเสนอระบบดังแสดงในรูปที่ 19 จะเห็นว่าส่วนประกอบหลักของระบบจะเหมือนกับระบบดูดซึมปกติ เว้นแต่การใช้เยื่อเลือกผ่านในการแยกสารทำความเย็นออกจากสารทำงาน โดยเยื่อเลือกผ่านนี้จะยอมให้เฉพาะสารทำความเย็นผ่านไปได้เท่านั้น เพราะฉะนั้นสารทำความเย็นจากเครื่องดูดซึมจะผ่านไปยังหม้อต้มได้โดยการแพร่ผ่านเยื่อนี้โดยไม่ต้องอาศัยปั๊มช่วยเลย และค่าความดันแตกต่างระหว่างหม้อต้มกับเครื่องดูดซึมจะขึ้นอยู่กับชนิดของเยื่อที่เลือกมาใช้ โดยปกติแล้วสารดูดซึมจากเครื่องดูดซึมจะแพร่ผ่านไปสู่หม้อต้มพร้อมกับสารทำความเย็น (เนื่องจากความไม่สมบูรณ์พร้อมของเยื่อที่ใช้) ดังนั้นในการใช้งานจึงต้องติดตั้งวาล์วระบายสารดูดซึมที่หลุดรอดเข้าไปยังหม้อต้ม เพื่อคงความเข้มของสารทำงานในเครื่องดูดซึมไว้ให้ได้ เยื่อที่ใช้ควรมีคุณสมบัติที่ต้องทนทานต่อสภาวะในการทำงาน เช่น อุณหภูมิ ความดัน ตลอดจนสารทำงานที่มีความรุนแรงได้ และเยื่อเลือกผ่านที่ดียังต้องช่วยลดความร้อนที่ถ่ายเทระหว่างหม้อต้มกับเครื่องดูดซึมลงให้ได้อีกด้วย [96]



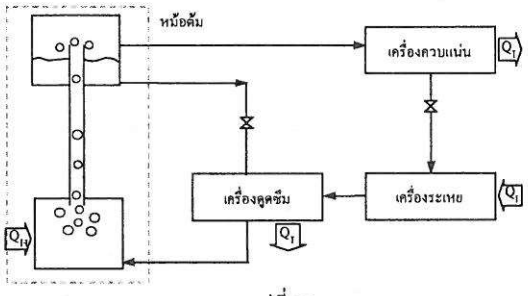
รูปที่ 19

12 ระบบดูดซึมที่ไหลเวียนโดยธรรมชาติ

ถึงแม้ว่าพลังงานที่ใช้เป็นหลักในระบบทำความเย็นดูดซึมจะเป็นพลังงานความร้อนก็ตาม ยังปรากฏการใช้พลังงานไฟฟ้าในบางส่วนเช่น ใช้สำหรับปั๊มเพื่อการหมุนเวียนสารทำงานในระบบ มีระบบการทำความเย็นแบบดูดซึมชนิดหนึ่งซึ่งทำงานโดยไม่ต้องการปั๊มเพื่อ

หมุนเวียนสารทำงาน แต่ใช้หลักการของการไหลโดยธรรมชาติซึ่งอาศัยความหนาแน่นที่แตกต่างกัน (bubble pump)

ระบบนี้นำเสนอโดย บริษัท Yazaki ในประเทศญี่ปุ่น อาศัยหลักการทำงานของวัฏจักรดูดซึมแบบความดันชั้นเดียวที่ใช้ LiBr-น้ำ เป็นสารทำงาน เนื่องจากใช้น้ำเป็นสารทำความเย็น ดังนั้นความแตกต่างของความดันระหว่างเครื่องควบแน่นและเครื่องระเหยจะมีค่าต่ำ จึงอาศัยความสูงที่แตกต่างของอุปกรณ์เพื่อจะรักษาความดันที่แตกต่างนี้ไว้ สารทำงานจากเครื่องดูดซึมจะสามารถหมุนเวียนผ่านขึ้นไปยังหม้อต้มได้โดยอาศัย bubble pump และสารทำงานจากหม้อต้มสามารถไหลกลับไปสู่เครื่องดูดซึมได้โดยอาศัยแรงดึงดูดของโลก ดังแสดงในรูปที่ 20 สารทำงานที่รับความร้อนในหม้อต้มจะเดือดพร้อมกับถูกปั๊มในเวลาเดียวกัน Smith และ Khahra [97] ได้ทำการศึกษาเกี่ยวกับสมรรถนะของเครื่องทำน้ำเย็นแบบดูดซึมของ Yazaki รุ่น CH-900-B ซึ่งใช้ propane gas เป็นเชื้อเพลิง

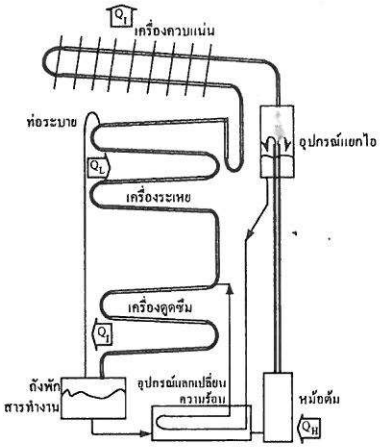


รูปที่ 20

Eriksson และ Jernqvist [98] ได้พัฒนาเครื่องแปลงความร้อนดูดซึมแบบหมุนเวียนด้วยธรรมชาติ ขนาด 10kW ซึ่งใช้ NaOH-น้ำ เป็นสารทำงาน เนื่องจากความแตกต่างของทั้งอุณหภูมิและความดัน ระหว่างเครื่องควบแน่นกับเครื่องระเหย ทำให้ต้องติดตั้ง เครื่องดูดซึม และเครื่องระเหยให้ต่ำกว่าเครื่องควบแน่นอยู่ 7 และ10เมตร ตามลำดับ ความสูงของเครื่องมีค่าถึง14เมตร ซึ่งเทียบเท่ากับความดันแตกต่างในระบบที่ 1bar

13 ระบบทำความเย็นดูดซึมซึ่งอาศัยการแพร่

แนวคิดของระบบนี้เริ่มต้นมาจาก Platen และ Munters [99] ในปี ค.ศ.1928 ซึ่งในขณะนั้นยังเป็นนักศึกษาอยู่ที่ Royal Institute of Technology ประเทศสวีเดน ดังแสดงในรูปที่ 21 ระบบนี้เป็นระบบทำความเย็นดูดซึมที่ใช้น้ำ-แอมโมเนียเป็นสารทำงานและไม่ใช้ปั๊มในการหมุนเวียนสารทำงาน แต่เนื่องจากใช้แอมโมเนียเป็นสารทำความเย็น ค่าความดันแตกต่างในระบบระหว่างเครื่องควบแน่นกับเครื่องระเหยจึงมีค่าสูงจนไม่สามารถใช้ bubble pump ในการหมุนเวียนสารทำงานได้โดยลำพัง จำเป็นต้องอาศัยก๊าซเฉื่อยช่วย โดยบรรจุเข้าไปในเครื่องระเหยและเครื่องดูดซึม ทำให้ค่าความดันที่แตกต่างในระบบหายไป ทำให้สามารถใช้ bubble pump เพื่อการหมุนเวียนสารทำงานได้ ถึงแม้ความดันรวมของระบบจะไม่แตกต่างกันก็ตามระบบก็ยังสามารถจะกำเนิดผลการทำความเย็นได้โดยอาศัยหลักการของความดันย่อย (partial pressure) กล่าวคือก๊าซเฉื่อยที่บรรจุเข้าไปในเครื่องระเหยและเครื่องดูดซึมนั้นจะก่อให้เกิดความดันย่อยของแอมโมเนียซึ่งมีค่าต่ำขึ้น ความดันย่อยที่เกิดขึ้นนี้ก็จะเป็นผลให้อุณหภูมิอิ่มตัวของแอมโมเนียที่สัมพันธ์กับความดันย่อยนั้นมีค่าต่ำตามไปด้วย ความเย็นที่ต้องการจึงเกิดขึ้นได้ก๊าซเฉื่อยที่จะนำมาใช้นั้นควรมีคุณสมบัติที่จะไม่ควบแน่นภายใต้สภาวะการทำงานของระบบและไม่ทำปฏิกริยากับสารทำงานในระบบด้วย ก๊าซที่มีคุณสมบัติเหมาะที่จะใช้เป็นก๊าซเฉื่อยก็เช่น ก๊าซไฮโดรเจน หรือ ก๊าซฮีเลียม เป็นต้น



รูปที่ 21

ข้อดีประการหนึ่งของระบบทำความเย็นนี้คือ ทำงานได้โดยไม่ต้องใช้พลังงานไฟฟ้า จึงเหมาะอย่างยิ่งที่จะใช้ในสถานที่ซึ่งไฟฟ้าเข้าไปไม่ถึงหรือหาได้ยาก ในอดีตนั้นระบบนี้มีการใช้งานกันอย่างแพร่หลายในครัวเรือนเพื่อใช้เป็นตู้แช่ เนื่องจากง่ายในการใช้งานตลอดจนการดูแลรักษาที่ง่าย และเสียงรบกวนน้อยในขณะที่กำลังทำงาน จึงเหมาะสมต่อการใช้งาน หรือในสถานที่ซึ่งต้องการความเงียบ เช่น ห้องพักในโรงแรม แต่อาจไม่เหมาะที่จะใช้เพื่อการปรับอากาศเนื่องจากทำผลการทำความเย็นที่ทำได้มีค่าต่ำประมาณ 50W เท่านั้น [100]

มีงานวิจัยที่ทำการปรับปรุงเครื่องแบบเก่าเพื่อพัฒนาสมรรถนะเช่น ปรับปรุงสมรรถนะหม้อต้ม [101], เปลี่ยนก๊าซเฉื่อยจากไฮโดรเจนเป็นฮีเลียม [102] เพื่อป้องกันการระเบิด นอกจากนี้ยังมีการศึกษาเปรียบเทียบระหว่างระบบที่ใช้ก๊าซไฮโดรเจน และ ก๊าซฮีเลียม อีกด้วย [102-105]

บทสรุป

จากการรวบรวมการศึกษาเกี่ยวกับระบบดูดซึมไอ พบว่ามีหลายรูปแบบแต่แนวทางในการพัฒนาทางเทคโนโลยีนี้นั้นพอจะสรุปได้เป็นสามแนวทางกว้างๆคือ การพัฒนาสารทำงานชนิดใหม่ การพัฒนาสมรรถนะของเครื่องดูดซึม และการประดิษฐ์คิดค้นวัฏจักรชั้นสูงรูปแบบใหม่ๆ

มีการพัฒนาวัฏจักรดูดซึมหลายรูปแบบ โดยเพิ่มเติมการทำงานให้สลับซับซ้อนมากกว่าระบบดูดซึมแบบความดันชั้นเดียวแบบเดิม ซึ่งในปัจจุบันระบบสมรรถนะสูงที่ได้รับการพัฒนาจนเป็นที่ยอมรับ และนำมาใช้งานจริงในอุตสาหกรรมอย่างเป็นรูปธรรมก็คือระบบดูดซึมแบบความดันสองชั้นซึ่งใช้ LiBr-น้ำ เป็นสารทำงาน อย่างไรก็ดีการวิจัยและพัฒนาเกี่ยวกับวัฏจักรที่ทำงานด้วยความดันหลายชั้นก็ยังเป็นความหวังในการพัฒนาระบบทำความเย็นดูดซึมต่อไปในอนาคต ในขณะที่ระบบร่วมอีเจคเตอร์ [92] ก็เป็นอีกทางเลือกหนึ่งที่มีความเป็นไปได้ในการใช้งาน เนื่องจากสมรรถนะของระบบที่ทำได้นั้นเทียบเท่ากับระบบดูดซึมแบบความดันสองชั้นแต่ความซับซ้อนของระบบเพิ่มขึ้นจากแบบความดันชั้นเดียวเพียงเล็กน้อยเท่านั้น ระบบดูดซึมที่ไหลเวียนโดยธรรมชาติและระบบดูดซึมที่อาศัยการแพร่นั้นถือเป็นระบบดูดซึมที่ใช้เฉพาะพลังงานความร้อนเท่านั้นในการทำงาน ได้รับการยอมรับให้ใช้งานในระดับครัวเรือนอย่างกว้างขวาง แต่ค่าสมรรถนะของระบบต่ำ โดยค่า COP จะอยู่ระหว่าง 0.1-0.2 เท่านั้น แต่ก็มีความพยายามที่จะปรับปรุงสมรรถนะของระบบให้ดีขึ้นในหลายๆทาง

ผู้เขียนหวังเป็นอย่างยิ่งว่า บทความนี้จะเป็นประโยชน์ต่อผู้ที่สนใจ โดยเฉพาะผู้ที่เพิ่งจะเริ่มศึกษาเกี่ยวกับระบบดูดซึมไอ หรือช่วยกระตุ้นให้เกิดความสนใจในการพัฒนาเทคโนโลยีทางด้านนี้ได้ตามสมควร

กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบคุณในการสนับสนุนของ สำนักงานพัฒนาวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยีแห่งชาติ (สวทช) และ สำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัย(สกว)

เอกสารอ้างอิง

[1] Herold K. E. and Radermacher L., Absorption heat pump, Mech. Eng., Aug., (1989), pp. 68-73.

[2] Gosney W. B., Principle of refrigeration, Cambridge Uni. Press, (1982).

[3] Perez-Blanco, H, Absorption heat pump performance for different types of solution, Int. J. Ref., Vol. 7, No. 2, (1984), pp. 115-122.

[4] Holmberg P. and Berntsson T., Alternative working fluids in heat transformers, ASHRAE Trans., Vol. 96, (1990), pp. 1582-1589.

[5] Marcriss R. A., Gutraj J. M., and Zawacki T. S., Absorption fluid data survey: final report on worldwide data, ORLN/sub/8447989/3, Inst. Gas Tech., (1988).

[6] Park Y. M. and Sonntag R. E., Thermodynamic properties of ammonia-water mixtures : a generalized equation-of-state approach, ASHRAE Trans., Vol. 96, (1990), pp. 150-159.

[7] El-Sayed Y. M. and Tribus M., Thermodynamic properties of water-ammonia mixtures : theoretical implementation for use in power cycle analysis, ASME Pub. AES, Vol. 1, (1985), pp. 89-95.

[8] Ziegler B. and Trepp C., Equation of state for ammonia-water mixtures, Int. J. Refrig., Vol. 7, No. 2, (1984), pp. 101-106.

[9] Herold K. E., Han K., and Moran M. J., AMMWAT : a computer program for calculating the thermodynamic properties of ammonia and water mixtures using a Gibbs free energy formulation, ASME Pub. AES, Vol. 4, (1988), pp. 65-75.

[10] Patek J. and Klomfae J., Simple function for fast calculations of selected thermodynamic properties of ammonia-water system, Int. J. Refrig., Vol. 18, No. 4, (1995), pp. 228-234.

[11] Berestneff A. A., Absorption refrigeration, Mech. Eng., Vol. 72 (1949), pp.216-220.

[12] McNeely L. A., Thermodynamic properties of aqueous solutions of lithium bromide, ASHRAE Trans., Vol. 85, part 2, (1979), pp. 413-434.

[13] Patterson M. R. and Perez-Blanco H., Numerical fits of properties of lithium-bromide water solutions, ASHRAE Trans., Vol. 94, part 2, (1988), pp. 2059-2077.

[14] Lee R. J., DiGuilio R. M., Jeteter S. M., and Teja A. S., Properties of lithium bromide-water solutions at high temperatures and concentrations-part II: density and viscosity, ASHRAE Trans., Vol. 96, (1990), pp. 709-714.

[15] Jeter S. M., Moran J. P., and Teja A. S., Properties of lithium bromide-water solutions at high temperatures and concentrations-part III: specific heat, ASHRAE Trans., Vol. 98, (1992), pp. 137-149.

[16] Lenard J. L. Y., Jeter S. M., and Teja A. S., Properties of lithium bromide-water solutions at high temperatures and concentrations-part IV: vapor pressure, ASHRAE Trans., Vol. 98, (1992), pp. 167-172.

[17] Modahl R. J. and Lynch P. J. Arsenic trioxide corrosion inhibitor for absorption refrigeration system, U.S. Patent No. 3609086, (1971).

[18] Iyoki S. and Uemura T., Studies on corrosion inhibitor in water-lithium bromide absorption refrigerating machine, Reito, Vol. 53, No. 614, (1978), pp. 1101-1105.

[19] Wen T. C. and Lin, S. M., Corrosion inhibitors the absorption system, J. Chin. Inst. Chem. Eng., Vol. 22, (1992), pp. 311-316.

[20] Verma, S.K., Mekhjian M. S., Sandor G.R., and Nakada N., Corrosion Inhibitor in Lithium Bromide Absorption Fluid for Advanced and Current Absorption Cycle machines, ASHRAE Trans., Vol.105, pt.1, (1999), pp.813-815.

[21] Albertson C. E. and Krueger R. H., Heat transfer additives for absorbent solution, U.S. Patent No. 3580759 (1971).

[22] Chang W. C., Marcriss R. A., and Rush W. F., Secondary alcohol additives for lithium bromide-water absorption refrigeration system, U.S. Patent No. 3609087, (1971).

[23] Elkassabgi Y. M. and Perez-Blanco H., Experimental study of the effects of alcohol additives in lithium bromide/water pool absorber, ASHRAE Trans., Vol. 97, (1991), pp. 403-405.

[24] Daiguji H., Hihara E., and Saito T., Mechanism of absorption enhancement by surfactant, Int. J. Heat Mass transfer, Vol. 40, No. 8, (1997), pp. 1743-1752.

[25] Hihara E. and Saito T., Effect of surfactant on falling film absorption, Int. J. Refrig., Vol. 16, No. 5, (1993), pp. 339-346.

[26] Aphornratana S., Research on absorption refrigerators and heat pumps, Reric Int. Energy J., Vol. 17, No. 1, (1995), pp. 1-19.

[27] Agarwal R. S. and Bapat S. L., Solubility characteristics of R22-DMF refrigerant-absorbent combination, Int. J. Refrig., Vol. 8, Mar., (1985), pp. 70-74.

[28] Ando E. and Takeshita I., Residential gas-fired absorption heat pump based on R22-DEGDME pair-part I : thermodynamic properties of the R22-DEGDME pair, Int. J. Refrig., Vol. 7, May, (1984), pp. 181-185.

[29] Bhaduri S. C. and Verma H. K., P-T-X behavior of R22 with five different absorbents, Int. J. Refrig., Vol. 9, Nov., (1986), pp. 362-366.

[30] Bhaduri S. C. and Verma H. K., Heat of mixing of R22-absorbent mixture, , Int. J. Refrig., Vol. 11, Mar.., (1988), pp. 92-95.

[31] Fatouh M. and Murthy S. S., Comparison of R22-absorbent pairs for vapour absorption heat transformers based on P-T-X-H data, Heat Recovery Systems & CHP, Vol. 13, No. 1, (1993), pp. 33-48.

[32] Murphy K. P. and Phillips B. A., Development of residential gas absorption heat pump, Int. J. Refrig., Vol. 7, No. 1, (1984), pp.56-58.

[33] Best R. and Holland F. A., A study of the operating characteristics of an experimental absorption cooler using ternary systems, Int. J. Energy Res., Vol. 14, (1990), pp. 553-561.

[34] Idema P. D., Real process simulation of a $LiBr/ZnBr_2/CH_3OH$ absorption heat pump, ASHRAE Trans., Vol. 93, (1987), pp. 562-574.

[35] Herold K. E., Radermacher R., Howe, L., and Erickson, D. C., Development of an absorption heat pump water heater using an aqueous ternary hydroxide working fluid, Int. J. refrig., Vol. 14, May, (1991), pp.156-167.

[36] Barragan R. M., Arellano V. M., Heard C. L., and Best R., Experimental performance of ternary solution in an absorption heat transfer, Int. J. Energy, Res., Vol. 22, (1998), pp.73-83.

[37] Aphornratana S., Theoretical and experimental investigation of a combined ejector-absorption refrigerator, Ph.D. thesis, University of Sheffield, U.K., (1995).

[38] Choudhury S. K., Hisajima D., Ohuchi T., Nishiguchi A., Fukushima T., and Sakaguchi S., Absorption of vapors into liquid films flowing over cooled horizontal tubes, ASHRAE Trans., Vol. 99, (1993), pp. 81-89.

[39] Matsuda A., Choi K. H., Hada K., and Kawamura,T., Effect of pressure and concentration on performance of a verticaal falling-film type of absorber and generator using lithium bromide aqueous solutions, Int. J. Refrig., Vol. 17, No. 8, (1994), pp.538-542.

[40] Cosenza F. and Vliet G. C., Absorption in falling water/LiBr films on horizontal tubes, ASHRAE Trans., Vol. 96, (1990), pp.693-701.

[41] Morioka I. And Kiyota M., Absorption of water vapor into a wavy film of an aqueous solution of LiBr, JSME Int. J., Series II, Vol. 34, No. 2, (1991), pp. 183-188.

[42] Kim K. J., Berman N. S., Chau D. S. C., and Wood B. D., Absorption of water vapour into falling films of aqueous lithium bromide, Int. J. Refrig., Vol. 18, No. 7, (1995), pp. 486-494.

[43] Benzeguir B., Setterwall F., and Uddholm H., Use of wave model to evaluate falling film absorber efficiency, Int. J. Refrig., Vol. 14, Sep., (1991), pp. 292-296.

[44] Fujita T., Falling liquid films in absorber machines, Int. J. Refrig., Vol. 16, No. 4, (1993), pp. 282-294.

[45] Andberg J. W. and Vliet G. C. A simplified model for absorption of vapors into liquid films flowing over cooled horizontal tubes, ASHRAE Trans., Vol. 93, (1987), pp. 2454-2466.

[46] Ramshaw C. and Winnington T. L., An intensified absorption heat pump, Proc. Inst. Refrig., Vol. 85, (1988), pp. 26-33.

[47] Swallow F. E. and Smith I. E., Vapour absorption into liquid films on rotating discs, School of Mech. Eng., Cranfield Institute of Technology, England.

[48] Kang Y. T. and Christensen R. N., Transient analysis and design model of LiBr-H_2O absorber with rotating drums, ASHRAE Trans., Vol. 101, (1995), pp.1163-1174.

[49] Kang Y. T., Chen W., and Christensen R. N., A generalized component design model by combined heat and mass transfer analysis in NH_3-H_2O absorption heat pump systems, ASHRAE Trans. PH-97-3-2, (1997).

[50] Jeong S. and Lee S. K., heat transfer performance of a coiled tube absorber with working fluid of ammonia/water., ASHRAE Trans. SF-98-21-4, (1998).

[51] Perez-Blanco H., A model of an ammonia-water falling film absorber, ASHRAE Trans., Vol. 94, (1988), pp.467-483.

[52] Best R., Porras L., and Holland, F. A., Thermodynamic design data for absorption heat pump system operating on ammonia-nitrate : part I cooling, Heat Recovery System & CHP, Vol. 11, No. 1, (1991), pp. 49-61.

[53] Idema P. D., Simulation of stationary operation and control of a LiBr/$ZnBr_2$/CH_3OH absorption heat pump system, Directly fired heat pump, Procs. Int. Conf. University of Bristol, 19-21 Sep., (1984), paper 2.1.

[54] Grossman G. and Gommed K., A computer model for simulation of absorption system in flexible and modular form, ASHRAE Trans., Vol. 93, (1987), pp. 2389-2427.

[55] Grover G. S., Eisa M. A. R., and Holland F. A., Thermodynamic design data for absorption heat pump system operating on water-lithium chloride : part I cooling, Heat Recovery System & CHP, Vol. 8, No. 1, (1988), pp. 33-41.

[56] Bennani N., Prevost M., and Coronas A., Absorption heat pump cycle: performance analysis of water-glycerol mixture, Heat Recovery System & CHP, Vol. 9, No. 3, (1989), pp. 257-263.

[57] Grossman G., Absorption heat transformer for process heat generation from solar ponds, ASHRAE Trans., Vol. 97, (1991), pp. 420-427.

[58] Ikeuchi M., Yumikura T., Ozaki E., and Yamanaka G., Design and performance of a high-temperature-boost absorption heat pump, ASHRAE Trans., Vol.90, (1985), pp. 2081-2094.

[59] Nakanishi T., Furukawa T., and Sato N., Industrial high-temperature heat pump, Hitachi zosen Tech. Rev., Vol. 42, part I, (1981), pp. 7-12.

[60] Siddig-Mohammed,B. E., Performance studies on a reversed absorption heat pump, Ph.D. thesis, University of Salford, U.K., (1982).

[61] Antonopoulos K. A. and Rogdakis E. D., Nomographs for optimum solar pond driven LiBr/ZnBr2/ÇH3OH absorption refrigeration system, Int. J. Energy Res., Vol. 16, (1992), pp. 413-429.

[62] George J. M. and Murthy S. S., Influence of heat exchanger effectiveness on performance of vapour absorption heat transformers, Int. J. Energy Research, Vol. 13, (1989) pp. 455-457.

[63] George J. M. and Murthy S. S., Influence of absorber effectiveness on performance of vapour absorption heat transformers, Int. J. Energy Research, Vol. 13, (1989), pp. 629-638.

[64] George J. M. and Murthy S. S., Influence of generator effectiveness on performance of vapour absorption heat transformers, Int. J. Energy Research, Vol. 13, (1989), pp. 687-699.

[65] Vliet G. C., Lawson M. B., and Lithgow R. A., Water-lithium bromide double-effect absorption cooling cycle analysis, ASHRAE Trans., Vol. 88, (1982), pp. 811-822.

[66] Kaushik S. C. and Chandra S., Computer modeling and parametric study of a double-effect generation absorption refrigeration cycle, Energy Convers. Mgmt., Vol. 25, No. 1, (1985), pp. 9-14.

[67] Garimella S. and Christensen R. N., Cycle description and performance simulation of a gas-fired hydronically coupled double-effect absorption heat pump system, ASE-Vol. 28, recent Research in Heat pump Design. ASME pub., (1992), pp.7-14.

[68] Devault R. C. and Marsala J., Ammonia-water triple-effect absorption cycle, ASHRAE Trans. Vol . 96, (1990), pp. 676-682.

[69] Grossman G., Zaltash A., Adcock P. W., and Devault R. C., Simulating a 4-effect absorption chiller, ASHRAE J., Jun., (1995), pp. 45-53.

[70] Ziegler F., Kahn R., Summerer F., and Alefeld G., Multi-effect absorption chillers, Int. J. Refrig., Vol.16, No. 5, (1993), pp.301-310.

[71] Altenkirch E. and Tenckhoff B., Absorptionkaeltemaschine Zur kontinuierlichen erzeugung von kaelte und waerme oder acuh von arbeit., German Patent 278076, (1911).

[72] Herold K. E., Radermacher R., and Klein S. A., Absorption chillers an heat pumps, CRC Press Inc., (1996).

[73] Hanna W. T., Wilkinson W. H., Saunders J. H., and Phillips D. B., Pinch-point analysis : an aid to understanding the GAX absorption cycle, ASHRAE Trans., Vol. 101, (1995), pp. 1189-1198.

[74] Staicovici M. D., Polybranched regenerative GAX cooling cycles, Int. J. Refrig., Vol. 18, No. 5, (1995), pp. 318-329.

[75] Grossman G., Devault R. C., Creswick F., Simulation and performance analysis of an ammonia-water absorption heat pump based on the generator-absorber heat exchanger (GAX) cycle, ASHRAE Trans., Vol. 101, (1995), pp. 1313-1323.

[76] Potnis S. V., Gomezplata A., Papar R. A., Annand G., and Erickson D. C., Gax component simulation and validation, ASHRAE Trans, Vol. 103, (1997).

[77] Kang Y. T., Chen W., and Christensen R. N., Development of design model for a rectifier in GAX absorption heat pump systems, ASHRAE Trans, Vol. 102, (1996), pp. 963-972.

[78] Priedeman D.K. and R.N. Christensen GAX Absorption Cycle Design Process, ASHRAE Trans., Vol.105, pt.1, (1999), pp.769-779.

[79] Kandlikar S. G., A new absorber heat recovery cycle to improve COP of aqua-ammonia absorption refrigeration system, ASHRAE Trans., Vol. 88, (1982), pp. 141-158.

[80] Kaushik S. C. and Kumar R., A comparative study of an absorber heat recovery cycl for solar refrigeration using NH3-refrigerant with liquid/solid absorbents, Energy Research, Vol. 11, (1987), pp. 123-132.

[81] CAC, Compound Absorption Chiller project performed for DOE by Battelle Memorial Institute, (1985).

[82] Groll E. A., Current Status of Absorption/Compression Cycle Technology, ASHRAE Trans., Vol.103, Pt.1, (1997).

[83] Machienlsen C. H. M., Research Activities on Absorption Systems for Heating, Cooling and Industrial Use, ASHRAE Trans., Vol.96, pp.1577-1581., (1990).

[84] Rane M.V. and R. Radermacher Two-Stage Vapor compression Heat Pump with Solution Circuits: Performance Enhancement with a Bleed Line, Tokyo: Proceedings of Absorption Heat Pump Conference, Sept. 30-Oct. 2, (1991), pp. 97-102.

[85] Rane M.V., Amrane K., and R.Radermacher R., Performance Enhancement of a Two-Stage Vapor Compression Heat Pump with Solution Circuits by Eliminating the Rectifier, Int. J. Refrig., Vol.16, No.4, (1993), pp.247-257.

[86] Caccoila G., Restuccia G., and Rizzo G., Theoretical performance of an absorption heat pump using ammonia-water-potassium hydroxide solution, Heat Recovery System & CHP, Vol. 10, No. 3, (1990), pp. 177-185.

[87] Groll, E.A. and R. Radermacher, Vapor compression heat pump with solution circuit and desorber/absorber heat exchange, Proc. of the Absorption Heat Pump Conf., Jan 19-21, New Orleans, La.,AES no 31, (1994), pp. 463-469.

[88] Hanna W.T., Wilkinson W. H., and Ball D. A., The Battelle Dual-Cycle Absorption Heat Pump, Direct Fired Heat Pumps, Procs. Int. Conf. Uni. Of Bristol, 19-24 Sept., paper 2.7, (1984).

[89] Kuhlenschmidt D., Absorption Refrigeration System with Multiple Generator Stages, U.S. Patent No.3717007, (1973).

[90] Chung H., Huor M. H., Prevost M., and Bugarel R., Domestic Heating Application of an Absorption Heat Pump, Directly Fired Heat Pumps, Procs. Int. Conf., Uni.of Bristol, paper 2.2, (1984).

[91] Chen L.T., A New Ejector-Absorber Cycle to Improve the COP of an Absorption Refrigeration System, Applied Energy, Vol.30, (1988), pp.37-51.

[92] Aphornratana S., and Eames I.W., Experimental Investigation of a Combined Ejector-Absorption Refrigerator, Int. J. of Energy Res., Vol.22, (1998), pp.195-207.

[93] Wu S., and Eames I. W., A novel absorption-recompression refrigeration cycle, Applied Thermal Eng., Vol.20, (2000), pp.721-736.

[94] Eames I.W., and Wu S., Experimental proof-of-concept testing of an innovative heat-powered vapour recompression-absorption refrigerator cycle, Applied Thermal Eng., Vol.18, (1998), pp.1149-1157

[95] Zerweck G., Ein-oder mehrstufige Absorptionswärmepumpe, German Patent No DE 30 09 820 A1, (1980).

[96] Carey C.O.B., Research and testing of working fluids suitable for an absorption heat pump to heat buildings, Ph.D. Thesis, Cranfield Institute of Technology, (1984).

[97] Smith I. E. and Khahra J. S., Performance Tests on a CH-900-B Yazaki Absorption Water Chiller, Cranfield Institute of Technology, (1983).

[98] Eriksson K. and Jernquist Å., Heat Transformers with self-circulation: design and preliminary operational data, Int. J. Refrig., Vol.12, No.1, (1989), pp.15-20.

[99] Platen B.C.V. and Munters C.G., Refrigerator, U.S. Patent No 1,685,764, (1928).

[100] Chen J., Kim K. J., and Herold K. E., Performance enhancement of a diffusion-absorption refrigerator, Int. J. Refrig., Vol.19, No.3, (1996), pp.208-218.

[101] Steirlin H. and Ferguson J. R., Diffusion Absorption Heat Pump (DAHP), ASHRAE Trans., Vol.96, Part 1, (1990), pp.3319-3328.

[102] Wang L. and Herold K. E., Diffusion-Absorption Heat Pump, Annual Report to Gas Research Institute, GRI-92/0262, (1992).

[103] Steirlin H. and Ferguson, Difffusion Absorption Heat Pump (DAR), Proceedings of Workshop on Absorption Heat Pumps, (1988), pp.247-257.

[104] Kouremenos D.A. and Sagia A. S., Use of Helium instead of Hydrogen in Inert gas Absorption Refrigeration, Int. J. Refrig., Vol.11, (1988), pp.336-341.

[105] Narayankhedlar K. G. and Maiya M. P., Investigation of Triple fluid Vapor Absorption Refrigerator, Int. J. Refrig., Vol.8 (1985), pp.335-342.

ตารางแสดงการเปรียบเทียบเทคโนโลยีการดูดซึมแบบต่างๆ

ระบบ	จำนวนชั้นความดัน	อุณหภูมิทำงาน (°C)		สารทำงาน	ผลการทำความเย็น (ton)	COP	สถานะ	หมายเหตุ
		แหล่งความร้อน	ความเย็น					
ความดันชั้นเดียว	2	80-110	5-10	LiBr-น้ำ	10-100	0.5-0.7	เครื่องทำน้ำเย็น (Chiller) ขนาดใหญ่	1. นิยมใช้กันแพร่หลายเพราะระบบไม่ซับซ้อน 2. ใช้น้ำเป็นสารทำความเย็น ไม่สามารถทำอุณหภูมิได้ต่ำกว่า 0°C 3. ขณะทำงานระบบจะมีความดันต่ำกว่าบรรยากาศ 4. อาจต้องการการหล่อเย็นด้วยน้ำเพื่อป้องกันการตกผลึกของสารทำงานเมื่อความเข้มข้นสูง
	2	120-150	< 0	น้ำ-แอมโมเนีย	3-25	0.5	เพื่อการพาณิชย์	1. ต้องติดตั้งอุปกรณ์แยกไอ (rectifier) 2. สารทำงานเป็นมิตรกับสิ่งแวดล้อม 3. ความดันระบบสูงเพราะใช้แอมโมเนียเป็นสารทำความเย็น 4. ไม่มีปัญหาเกี่ยวกับการตกผลึก 5. เหมาะที่จะใช้งานเป็นปั๊มความร้อน
แบบความดันสองชั้น (ไหลแบบอนุกรม)	3	120-150	5-10	LiBr-น้ำ	มีถึง 1000	0.8-1.2	เครื่องทำน้ำเย็น (Chiller) ขนาดใหญ่	1. เป็นระบบที่มีประสิทธิภาพสูงสุดในบรรดาระบบที่มีจำหน่ายในท้องตลาด 2. ความร้อนจากการควบแน่นในชั้นความดันแรก จะเป็นความร้อนป้อนให้แก่หม้อต้มในชั้นความดันที่สอง
(ไหลขนานกัน)	2		< 0	น้ำ-แอมโมเนีย			ชุดทดลอง	ใช้ความร้อนจากกระบวนการดูดซึมในชั้นความดันแรกเป็นความร้อนเพื่อการกำเนิดไอแก่หม้อต้มในชั้นความดันที่สอง
แบบความดันสามชั้น	4	200-230	5-10	LiBr-น้ำ		1.4-1.5	แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ โดย computer	1. ระบบมีการทำงานซับซ้อน 2. ต้องการความร้อนที่มีอุณหภูมิสูง 3. ต้องการการบำรุงรักษาเพิ่มมากขึ้น เนื่องจากการกัดกร่อนที่มากกว่าปกติเพราะใช้งานที่อุณหภูมิสูง

ระบบ	จำนวนชั้นความดัน	อุณหภูมิทำงาน (^{o}C)		สารทำงาน	ผลการทำความเย็น (ton)	COP	สถานะ	หมายเหตุ
		แหล่งความร้อน	ความเย็น					
ความดันครึ่งชั้น	3	ต่ำ	< 0	น้ำ-แอมโมเนีย		0.2-0.3	แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ โดย computer	1. ระบบมีความซับซ้อนในขณะที่ประสิทธิภาพในการทำงานต่ำ 2. เหมาะสามที่จะใช้ในสถานที่ซึ่งมีความร้อนราคาถูก
ร่วมกับอีเจคเตอร์	3			LiBr-น้ำ			จดสิทธิบัตรแล้ว	1. ใช้อีเจคเตอร์เพิ่มความดัน เพื่อแก้ไขการตกผลึกในเครื่องดูดซึม 2. ไอสารทำความเย็นที่ได้จากหม้อต้มในขั้นความดันที่สองใช้เพื่อจุดประสงค์ในการฉีดเข้าอีเจคเตอร์ มากกว่าเพื่อผลในการทำความเย็น 3. COP น่าจะมีค่าใกล้เคียงกับระบบดั้งเดิม
Chung 's และ Chang's	3			DMETEG/R21 DMETEG/R22				1. ใช้อีเจคเตอร์แทนวาวล์ว เพื่อลดความดันสารทำงานเหลวก่อนที่จะไหลกลับมายังเครื่องดูดซึม 2. ความดันในเครื่องดูดซึมที่เพิ่มสูงขึ้นโดยใช้อีเจคเตอร์จะช่วยเพิ่มปริมาณสารทำความเย็น ทำให้อัตราการหมุนเวียนสารทำงานลดลง 3. เหมาะที่จะใช้งานกับสารทำความเย็นความหนาแน่นสูง
Aphornratana's	3	180-200	5-10	LiBr-น้ำ	2kW	0.9-1.1	ชุดทดลอง	1. อีเจคเตอร์ติดตั้งอยู่ระหว่างหม้อต้ม กับเครื่องควบแน่น ทำให้อุณหภูมิและความดันในหม้อต้มมีค่าสูง โดยความร้อนที่ให้แก่ระบบไม่เพิ่มขึ้นมากนัก 2. ค่าการทำความเย็นที่สูงขึ้นจากการทำงานของอีเจคเตอร์ทำให้ COP เพิ่มขึ้นใกล้เคียงกับระบบความดันสองชั้น 3. การกัดกร่อนจะเพิ่มขึ้น จากอุณหภูมิทำงานของระบบที่สูงขึ้น

ระบบ	จำนวนชั้นความดัน	อุณหภูมิทำงาน (°C) แหล่งความร้อน	อุณหภูมิทำงาน (°C) ความเย็น	สารทำงาน	ผลการทำความเย็น (ton)	COP	สถานะ	หมายเหตุ
Eames and Wu's	3	200	5	LiBr-น้ำ	5kW	1.03	ชุดทดลอง	1. อีเจคเตอร์ทำหน้าที่เป็น ปั๊มความร้อนเพื่อใช้ ดึงความร้อนจากเครื่องควบแน่นแล้วส่งกลับไปให้แก่หม้อต้ม 2. ความร้อนคันและความร้อนของไอน้ำที่ออกจากอีเจคเตอร์ ลดลงได้ด้วยการใช้อีเจคเตอร์ 3. COP มีค่าที่สูงขึ้นเนื่องจากความร้อนทิ้งซึ่งถ่ายเทผ่านเครื่องดูดซึม มีค่าลดลง 4. การกัดกร่อนจะลดลง เนื่องจากการใช้งานที่อุณหภูมิไม่สูงนัก (< 100°C)
Yazaki self-circulation system	2	80-110	5-10	LiBr-น้ำ	10-20kW	0.6	เครื่องทำน้ำเย็น	1. ต้องการเครื่องดูดซึมที่ระบายความร้อนด้วยน้ำ 2. ไม่ใช้ปั๊มซึ่งอาศัยงานกลในการทำงาน
อาศัยการแพร่ (Diffusion absorption cycle)	1	140-200	< 0	น้ำ-แอมโมเนีย-กาซไฮโดรเจน หรือ กาซฮีเลียม	50-300W	0.05 -0.2	ตู้เย็นในครัวเรือน	1. ใช้เฉพาะความร้อนในการเดินระบบ 2. สามารถใช้งานในสถานที่ซึ่งไม่มีไฟฟ้า 3. แทบไม่ต้องการการบำรุงรักษา เนื่องจากไม่มีชิ้นส่วนเคลื่อนที่ 4. สารทำงานเป็นมิตรกับสิ่งแวดล้อม
เยื่อเลือกผ่าน (osmotic membrane)	2						จดสิทธิบัตรแล้ว	1. ความเป็นไปได้ของระบบ ขึ้นกับเทคโนโลยีของเยื่อเลือกผ่าน 2. เป็นระบบที่สามารถทำงานได้โดยใช้ความร้อนเท่านั้น
ร่วมอัดไอ-ดูดซึมไอ	2			หลายคู่สาร		ได้ถึง 4.5	แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ โดย computer	1. ต้องการงานกลในการเดินเครื่องอัดไอ 2. ใช้วัฏจักรดูดซึมแทนเครื่องระเหยและเครื่องควบแน่นในวัฏจักรอัดไอเดิม เพื่อช่วยลดงานในการอัดเนื่องจากสัดส่วนการอัดที่ลดลง