

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ที่มาและความสำคัญของปัญหา

ปัจจุบันกระแสการหันมาใส่ใจในสุขภาพของคนไทยมีมากขึ้นเป็นลำดับ ผักปลอดสารพิษ ผักกางมุ้ง ผักไฮโดรโปนิคส์ และผักแอร์โรโปนิคส์ จึงเป็นทางเลือกใหม่ของผู้บริโภคที่กำลังได้รับความนิยมนับเป็นลำดับ ซึ่งนอกจากจะปลอดภัยจากสารพิษตกค้างแล้ว สีสันยังดูน่ารับประทาน และรสชาติที่ดีกว่า การปลูกพืชโดยไม่ใช้ดินหรือที่นิยมเรียกกันว่า การปลูกพืชแบบไฮโดรโปนิคส์ เป็นการปลูกพืชที่เลียนแบบการปลูกพืชแบบใช้ดิน แต่ไม่นำดินมาเป็นวัสดุปลูกและควบคุมสภาวะการปลูกให้เหมาะสมกับการเจริญเติบโตของพืช หลักการปลูกพืชแบบนี้ คือ การใช้สารละลายที่มีสารอาหารต่างๆ ที่พืชต้องการเพื่อเป็นการชดเชยสารอาหารที่มีอยู่ในดินและหาวัสดุที่ใช้ยึดหรือประคองต้นพืช อย่างไรก็ตามในช่วงทศวรรษที่ผ่านมาได้มีการปลูกพืชโดยวิธีไฮโดรโปนิคส์เป็นการค้า เพื่อผลิตพืชผักที่มีคุณภาพในปริมาณที่แน่นอนสนองความต้องการของตลาดพืชผักปลอดภัยจากสารพิษ และทดแทนผลผลิตที่ต้องนำเข้า พืชที่นิยมปลูกแบบไฮโดรโปนิคส์ กว่า 90% เป็นประเภทพืชผักเมืองหนาวหรือผักที่ต้องนำเข้าจากต่างประเทศ ที่ใช้รับประทานในชีวิตประจำวัน อาทิ ผักสลัดหรือผักกาดหอมต่างประเทศ เช่น Red Oak Okayama เป็นต้น ผลผลิตจากการปลูกพืชแบบไฮโดรโปนิคส์จะสูงกว่าการปลูกพืชโดยใช้ดิน และจะได้ผลผลิตเพิ่มสูงขึ้นหากสามารถควบคุมให้อุณหภูมิสิ่งแวดล้อมที่ปลูกพืชลดต่ำลง นอกจากนี้การปลูกพืชแบบไฮโดรโปนิคส์สามารถแก้ปัญหาการใช้สารเคมีสารพิษตกค้าง และสามารถปลูกพืชได้ต่อเนื่องตลอดปี แต่การปลูกพืชแบบไฮโดรโปนิคส์จำเป็นต้องปลูกในโรงเรือนที่มีการควบคุมสภาวะความเหมาะสมต่อการเจริญเติบโตของพืช โดยเฉพาะอย่างยิ่งอุณหภูมิเป็นสิ่งสำคัญต่อการเจริญเติบโตของพืช เพื่อให้ได้อุณหภูมิตามสภาวะที่เหมาะสม ต้องมีระบบทำความเย็น เนื่องจากอุณหภูมิภายนอกของโรงเรือนไม่คงที่ ซึ่งระบบทำความเย็นที่นิยมใช้จะเป็นแบบแผงความเย็น (Evaporative cooling) เพื่อควบคุมอุณหภูมิและเพิ่มความชื้นของโรงเรือน โดยใช้พัดลมดูดอากาศเป็นตัวกระจายอากาศเย็นจากแผงทำความเย็น และนอกจากปัจจัยของอุณหภูมิภายในโรงเรือนแล้ว ยังมีอุณหภูมิของสารอาหารอีก ที่มี

ผลต่อการเจริญเติบโตของพืช สารอาหารที่ไหลผ่านรางปลูกพืชหรือไหลผ่านต้นพืช และได้รับความร้อนจากแสงแดดแล้ว จะมีอุณหภูมิสูงขึ้น และจะไหลกลับไปยังถังเก็บเพื่อลดอุณหภูมิ ก่อนที่จะถูกปั๊มไหลผ่านรางปลูกพืชอีกครั้ง ซึ่งต้องการระบบทำความเย็นที่ใช้ลดอุณหภูมิสารอาหารเหลว ให้มีค่าต่ำกว่าอุณหภูมิภายในโรงเรือนเล็กน้อย ซึ่งนิยมใช้ระบบทำความเย็น (Refrigeration system) อย่างไรก็ตามค่าใช้จ่ายหลักในการปลูกพืชไฮโดรโปนิคส์ ขึ้นอยู่กับพลังงานไฟฟ้าและการบำบัดน้ำในระบบทำเย็นแบบระเหย แต่กระนั้นการทำงานของระบบทำเย็นแบบระเหยก็มีขีดจำกัดการทำงานค่อนข้างมาก เนื่องจากอุณหภูมิสิ่งแวดล้อมที่เพิ่มสูงขึ้นทุกปี ส่งผลให้โรงเรือนปลูกพืชไฮโดรโปนิคส์และสารอาหารเหลวมีอุณหภูมิสูงขึ้น ซึ่งการลดอุณหภูมิภายในโรงเรือนและหาอุปกรณ์เพื่อช่วยระบายความร้อนออกจากสารอาหารเหลว จึงเป็นแนวทางหนึ่งในเพิ่มผลผลิตการปลูกพืชไฮโดรโปนิคส์และช่วยลดการใช้พลังงานทางไฟฟ้าลง ซึ่งท่อความร้อนเป็นอุปกรณ์ที่สามารถใช้ระบายความร้อนได้ด้วยตัวมันเองโดยไม่จำเป็นต้องใส่พลังงานใดๆ เข้าไป และส่งถ่ายความร้อนได้ดีกว่าท่อทองแดงที่มีมิติเดียวกันประมาณ 400 เท่า มีความน่าเชื่อถือและอายุการใช้งานที่ยาวนาน เนื่องจากการนำท่อความร้อนไปใช้เป็นอุปกรณ์ระบายความร้อนในเครื่องคอมพิวเตอร์แบบพกพาและแบบตั้งโต๊ะ

ด้วยเหตุผลข้างต้น จึงมีความเป็นไปได้ที่จะติดตั้งท่อความร้อน เพื่อช่วยระบายความร้อนอากาศก่อนเข้าแผงทำระเหย เพื่อให้อุณหภูมิภายในโรงเรือนลดต่ำลงและใช้ช่วยระบายความร้อนออกจากสารอาหารเหลว เพื่อลดการใช้พลังงานไฟฟ้าในระบบทำความเย็นของสารอาหาร ซึ่งผลที่ได้จากงานวิจัยนี้ จะทำให้อุตสาหกรรมการปลูกพืชไฮโดรโปนิคส์สามารถลดต้นทุนการผลิตและได้ผลผลิตที่มีคุณภาพอย่างต่อเนื่อง

1.2 สรุปสาระสำคัญจากเอกสารที่เกี่ยวข้อง

1.2.1 ลักษณะเฉพาะการถ่ายเทความร้อนของเทอร์โมไซฟอน

1.2.1.1 ขีดจำกัดของการถ่ายเทความร้อน

Maezawa, 2000 ได้ทำการศึกษาลักษณะเฉพาะการถ่ายเทความร้อนของเทอร์โมไซฟอน พบว่าขีดจำกัดที่มีผลต่อความสามารถถ่ายเทความร้อน คือ สภาวะที่ท่อความร้อนสามารถถ่ายเทความร้อนได้สูงสุด ซึ่งพิจารณาดังนี้ คือ ขีดจำกัดคาปิลลารี (Capillary Limit or Wick Limit) ขีดจำกัดการท่วมและการหอบพา (Flooding Limit and Entrainment Limit) ขีดจำกัดการเค็ด

(Boiling Limit) จำกัดความเร็วเสียง (Sonic Limit) เมื่อทำการออกแบบสร้างท่อความร้อนควรพิจารณาถึงขีดจำกัดเหล่านี้ด้วย

1.2.1.2 ลักษณะเฉพาะการถ่ายเทความร้อนสภาวะปรกติแบบท่อตั้งตรง

1.2.1.2.1 ผลของอัตราส่วนการเติมต่อการถ่ายเทความร้อน

Ong et al., 2003 ได้ทำการศึกษาเกี่ยวกับลักษณะเฉพาะการถ่ายเทความร้อนที่สภาวะปรกติของท่อความร้อนในแนวตั้งตรง พบว่าเมื่อเทอร์โมไซฟอนที่ใช้สารทำงานเป็น R-134a และเติมสารทำงานในอัตราส่วนการเติมมาก จะทำให้การถ่ายเทฟลักซ์ความร้อนเพิ่มขึ้น

Noie., 2004 ได้ทำการศึกษาเกี่ยวกับลักษณะเฉพาะการถ่ายเทความร้อนที่สภาวะปรกติของท่อความร้อนในแนวตั้งตรง โดยใช้เทอร์โมไซฟอนที่ใช้สารทำงานเป็นน้ำ ที่อัตราส่วนการเติมสาร (Filling Ratio, FR) คือ 30%, 60%, และ 90% ของปริมาตรส่วนทำระเหย และค่าอัตราส่วนสันทศน์ (Aspect Ratio, AR) ต่างๆ กันคือ 7.45, 9.8, และ 11.8 (อัตราส่วนสันทศน์ คือ อัตราส่วนความยาวส่วนทำระเหยต่อเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อความร้อน, L_c/D_i) พบว่าที่อัตราส่วนการเติมมีค่า 30% จะเกิดการถ่ายเทความร้อนสูงสุดขึ้นที่อัตราส่วนสันทศน์เป็น 9.8 และอัตราส่วนการเติมมีค่า 90% จะเกิดการถ่ายเทความร้อนสูงสุดขึ้นที่อัตราส่วนสันทศน์เป็น 7.45

Noie., 2000; 2004 ได้ทำการศึกษาเกี่ยวกับลักษณะเฉพาะการถ่ายเทความร้อนที่สภาวะปรกติของท่อความร้อนในแนวตั้งตรง โดยใช้เทอร์โมไซฟอนที่ใช้สารทำงานเป็นน้ำ พบว่าที่อัตราส่วนการเติมมีค่า 60% จะเกิดการถ่ายเทความร้อนสูงสุดขึ้นที่อัตราส่วนสันทศน์เป็น 11.8

1.2.1.2.2 ผลของอัตราส่วนสันทศน์ต่อการถ่ายเทความร้อน

Noie., 2000; 2004 ได้ทำการศึกษาเชิงทดลองหาสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน ของเทอร์โมไซฟอนแบบปิดสองสถานะ ที่ใช้น้ำเป็นสารทำงาน ที่มีอัตราส่วนสันทศน์ (Aspect Ratio, AR) ต่างกัน คือ 7.45, 9.8, และ 11.8 (อัตราส่วนสันทศน์ คือ อัตราส่วนความยาวส่วนทำระเหยต่อเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อความร้อน, L_c/D_i) และค่าอัตราส่วนการเติมสาร (Filling Ratio, FR) ต่างกันคือ 30%, 60%, และ 90% ของปริมาตรส่วนทำระเหย พบว่าที่อัตราส่วนสันทศน์ที่ต่างกันจะเกิดค่าการถ่ายเทความร้อนสูงสุดขึ้น ดังนี้คือ พบว่า ที่อัตราส่วนสันทศน์มีค่า 7.45 จะเกิดค่าการถ่ายเทความร้อนสูงสุดขึ้นที่ค่าอัตราส่วนการเติมสารเป็น 90% ที่อัตราส่วนสันทศน์มีค่า 9.8 จะเกิดค่าการถ่ายเทความร้อนสูงสุดขึ้นที่ค่าอัตราส่วนการเติมสารเป็น 30% ที่

อัตราส่วนสนทศน์มีค่า 11.8 จะเกิดค่าการถ่ายเทความร้อนสูงสุดขึ้นที่ค่าอัตราส่วนการเติมสารเป็น 60%

1.2.1.2.3 ผลของอัตราการใช้ไหลเชิงมวลและความแตกต่างอุณหภูมิต่อการถ่ายเทความร้อน

Ong et al., 2003 ได้ทำการศึกษาผลของอัตราการใช้ไหลเชิงมวลและความแตกต่างอุณหภูมิต่อการถ่ายเทความร้อนของเทอร์โมไซฟอนแบบปิดสองสถานะ ที่เติม R-134a เป็นสารทำงาน พบว่าเมื่ออัตราการใช้ไหลเชิงมวลของสารหล่อเย็นเพิ่มขึ้น และความแตกต่างอุณหภูมิระหว่างอ่างของสารทำงานและส่วนควบแน่นเพิ่มขึ้น ทำให้ค่าการถ่ายเทประสิทธิภาพความร้อนเพิ่มขึ้น

1.2.1.3 ลักษณะเฉพาะการถ่ายเทความร้อนสภาวะปรกติแบบท่อเอียง

1.2.1.3.1 ผลของอัตราส่วนการเติมต่อการถ่ายเทความร้อน

Shalaby et al., 2000 ได้ทำการศึกษาผลของของอัตราส่วนการเติมต่อการถ่ายเทความร้อนของเทอร์โมไซฟอนแบบปิดสองสถานะ ที่ใช้สารทำงานเป็น R-22 โดยทดลองภายใต้อัตราส่วนการเติมสาร(Filling Ratio, FR) อยู่ในช่วง 30% ถึง 100% ของปริมาตรส่วนทำระเหยที่ค่าอัตราส่วนการเติมที่ต่างกัน พบว่าอัตราส่วนการเติมสารที่เหมาะสมเป็น 50% ของปริมาตรส่วนทำระเหย และอัตราส่วนของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (U/U_0) มีความสัมพันธ์กับตัวแปรไร้มิติ ซึ่งเป็นฟังก์ชันของตัวเลขคูทาเทลาดเซ (Ku) อัตราส่วนการเติมสาร (FR) มุมเอียง (θ) และความดันที่ลดลง (P/P_{cr})

1.2.1.3.2 ผลของมุมเอียงต่อการถ่ายเทความร้อน

Shalaby et al., 2000 ได้ทำการศึกษาเชิงการทดลองหาสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของเทอร์โมไซฟอนแบบปิดสองสถานะ ที่ใช้ R-22 เป็นสารทำงาน โดยทดลองภายใต้สภาวะมุมเอียง (θ) อยู่ในช่วง 22.5° ถึง 90° ที่มุมต่างกัน พบว่ามุมเอียงที่ดีที่สุดเป็น 30° และอัตราส่วนของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (U/U_0) มีความสัมพันธ์กับตัวแปรไร้มิติ ซึ่งเป็นฟังก์ชันของตัวเลขคูทาเทลาดเซ (Ku) อัตราส่วนการเติมสาร (FR) มุมเอียง (θ) และความดันที่ลดลง (P/P_{cr})

1.2.1.4 ลักษณะเฉพาะการถ่ายเทความร้อนสภาวะวิกฤติแบบท่อตั้งตรง

1.2.1.4.1 ผลของอัตราส่วนการเติม (FR) ต่อการถ่ายเทความร้อน

Shiraishi, 1987 ได้ทำการศึกษาอิทธิพลของรูปร่างของส่วนทำระเหย ที่มีผลต่อขีดจำกัดสมรรถนะของเทอร์โมไฮฟอนแบบปิดสองสถานะ ด้วยการเปรียบเทียบอัตราส่วนการเติมสารทำงานที่มีจำนวนมาก พบว่าเมื่ออัตราส่วนการเติมสารทำงานที่น้อย พลิกซ์ความร้อนวิกฤตเป็นสัดส่วนกับอัตราการเติมสาร และมีผลลัพธ์คือ เกิดขีดจำกัดการแห้ง (Dry out limit) แต่เมื่ออัตราส่วนการเติมสารทำงานที่มาก จะมีผลต่อพลิกซ์ความร้อนวิกฤตน้อย และมีผลลัพธ์คือ เกิดขีดจำกัดการท่วม (Flooding limit)

1.2.1.4.2 ผลของอัตราส่วนความยาวส่วนทำระเหยต่อเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อความร้อน (L_e/d_i) ต่อการถ่ายเทความร้อน

Shiraishi, 1987 ได้ทำการศึกษาอิทธิพลของรูปร่างของส่วนทำระเหย ที่มีผลต่อขีดจำกัดสมรรถนะของเทอร์โมไฮฟอนแบบปิดสองสถานะ ด้วยการเปรียบเทียบอัตราส่วนการเติมสารทำงานที่มีจำนวนมาก และการสังเกตปรากฏการณ์การไหลภายในส่วนทำระเหย โดยที่การเฝ้าสังเกตการณ์ท่วมที่ค่า $L_e/d_i \geq 5$ โดยที่ค่า L_e/d_i ที่ช่วงจาก 2 ถึง 138 พบว่าพลิกซ์ความร้อนวิกฤต เป็นฟังก์ชันของความยาวส่วนทำระเหยต่อเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อความร้อน (L_e/d_i) โดยที่ค่า L_e/d_i มาก มีผลทำให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนวิกฤตลดลง แต่เมื่อค่า L_e/d_i น้อย มีผลทำให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนวิกฤตเพิ่มขึ้น และการเปรียบเทียบผลจากการทดลองกับสมการสหสัมพันธ์ของ Tein และ Chung, Nejat, Katto, และ Imura et al. ดังสมการ 1.1-1.4 ภายใต้เงื่อนไขเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.008 ถึง 0.012 ม. อุณหภูมิไอตลอดการทดลองคงที่ที่ $37 \pm 2^\circ\text{C}$ พบว่าช่วงของ L_e/d_i เป็น 5 ถึง 20 ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนวิกฤตจากการทดลองจะสอดคล้องกับทั้งสี่สมการสหสัมพันธ์ แต่เมื่อช่วงของ $L_e/d_i > 20$ ข้อมูลที่ได้จะมีค่ามากกว่าสมการสหสัมพันธ์ของ Tein และ Chung, และ Nejat สมการ 1.1-1.2 แต่ในทางตรงข้าม ข้อมูลจากการทดลองจะสอดคล้องกับสมการสหสัมพันธ์ของ Katto สมการ 1.3

1.2.1.4.3 ผลของตัวเลขของบอนด์ (Bo) ต่อการถ่ายเทความร้อน

Shiraishi, 1987 ได้ทำการศึกษาอิทธิพลของรูปร่างของส่วนทำระเหย ที่มีผลต่อขีดจำกัดสมรรถนะของเทอร์โมไฮฟอนแบบปิดสองสถานะ ด้วยการเปรียบเทียบอัตราส่วนการเติมสารทำงานที่มีจำนวนมาก และการสังเกตปรากฏการณ์การไหลภายในส่วนทำระเหย พบว่าพลิกซ์ความร้อนวิกฤต นอกจากเป็นฟังก์ชันของความยาวส่วนทำระเหยต่อเส้นผ่านศูนย์กลาง

ภายในของท่อความร้อน (L_c/d_i) แล้วยังเป็นฟังก์ชันของตัวเลขของบอนด์ที่อยู่ในช่วง $3.7 \leq Bo < 13$ โดยที่ค่า Bo มาก มีผลทำให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนวิกฤตมากด้วย แต่เมื่อค่า Bo น้อย มีผลทำให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนวิกฤตน้อยลง การเปรียบเทียบผลจากการทดลองกับสมการสหสัมพันธ์ของ Bo ต่อ ฟลักซ์ความร้อนวิกฤต ภายใต้เงื่อนไขเส้นผ่านศูนย์กลาง 4 ถึง 14 มม. อุณหภูมิไอตลอดการทดลองคงที่ที่ 38 ± 3 °C ค่า $L_c/d_i = 12$ พบว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนวิกฤตจากการทดลองสอดคล้องกับสมการสหสัมพันธ์ของ Tein และ Chung ดังสมการ 1.1

โดยสมการสหสัมพันธ์ทั้งสี่สมการ สามารถสรุปได้ดังนี้

สมการของ Tein และ Chung

$$q^* = 0.8(d/Le)[\tanh(\frac{Bo^{1/4}}{2})]^2[1 + (\frac{\rho_v}{\rho_l})^{1/4}]^{-2} \quad (1.1)$$

สมการของ Nejat

$$q^* = 0.09(d/Le)^{0.9} Bo^{1/2}[1 + (\frac{\rho_v}{\rho_l})^{1/4}]^{-2} \quad (1.2)$$

สมการของ Katto

$$q^* = \frac{0.10}{[1 + 0.49(Le/d)^{0.9} Bo^{-0.3}]} \quad (1.3)$$

สมการของ Imura

$$q^* = 0.16(1 - \exp[-(d/Le)(\frac{\rho_l}{\rho_v})^{0.13}]) \quad (1.4)$$

1.2.1.4.4 รูปแบบการไหลและการถ่ายเทความร้อนวิกฤต

Zhang et al., 1987 ได้ทำการศึกษาเชิงทัศน์ของรูปแบบการไหลภายในเทอร์โมไฮฟอนแบบปิดสองสถานะ พบว่ามีรูปแบบการไหลภายในหลายแบบ คือ การพาแบบธรรมชาติ การไหลแบบวงแหวน การไหลแบบ slug การไหลแบบฟอง การไหลแบบ churn และยังพบอีกว่าการท่วมของการไหลสองสถานะ ภายในเทอร์โมไฮฟอนในสภาวะการถ่ายเทความร้อนวิกฤตและขีดจำกัดสมรรถนะ สามารถเรียกว่า ขีดจำกัดการท่วม และขีดจำกัดการเดือดและการแห้ง จะไม่เกิดขึ้น ในเทอร์โมไฮฟอนแบบธรรมชาติที่ใช้ในงานอุตสาหกรรม

1.2.2 การประยุกต์ใช้งานของเทอร์โมไซฟอน

1.2.2.1 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

1.2.2.1.1 ระบบดึงความร้อนกลับ (Heat Recovery System)

Noie et al., 2004 ทำการศึกษาเกี่ยวกับการดึงความร้อนกลับจากปล่องควัน เพื่ออุ่นอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้ของหม้อต้มขนาด 7 ton/hr โดยการใช้เทอร์โมไซฟอนเป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยสร้างแบบจำลองทางคอมพิวเตอร์เพื่อคำนวณหาค่าการดึงความร้อนกลับและค่าประสิทธิผลทางความร้อนของท่อความร้อน บนพื้นฐานของวิธี effectiveness-NTU และ LMTD พบว่าอัตราการดึงความร้อนกลับที่ได้จากแบบจำลองทางคอมพิวเตอร์มีค่าเป็น 100 kW และประสิทธิผลทางความร้อนเป็น 40% ซึ่งมีมิติคือ เป็นท่อทองแดงเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกเป็น 25.4 มม. เส้นผ่านศูนย์กลางภายในเป็น 23.4 มม. ความยาวเป็น 0.12 ม. ใช้ครีระบายความร้อนเป็นแผ่นอะลูมิเนียมความหนา 0.4 มม. และใช้น้ำเป็นของไหลทำงาน ใช้ท่อความร้อนจำนวน 105 ท่อ พบว่าท่อความร้อนสามารถลดอุณหภูมิแก๊สจากปล่องควันจาก 220°C เป็น 140°C และอุ่นอากาศจากอุณหภูมิ 25°C เป็น 100°C โดยสามารถประหยัดพลังงานเชื้อเพลิงได้ \$4,300 /ปี และมีค่าลงทุนสร้างท่อความร้อนเป็น \$7,000 ดังนั้นระยะเวลาการคืนทุนจะเท่ากับ 1.6 ปี

Meyer and Dobson, 2006 ศึกษาเกี่ยวกับการออกแบบทางความร้อนและทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อความร้อน (เทอร์โมไซฟอน) เพื่อดึงความร้อนสูญเสียกลับจากเครื่องอบแห้งทางการค้าขนาดเล็กเพื่ออุ่นอากาศ โดยใช้สารทำงานเป็น R134a พบว่าสมการสหสัมพันธ์ของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายในส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่น สามารถหาอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุด ได้จาก

$$\phi = 90^\circ, \dot{Q}_{\max} = 1.6553 \times 10^6 Bo^{0.3156} Ku^{1.6040} \quad (1.5)$$

$$\phi = 45^\circ, \dot{Q}_{\max} = 7.4685 \times 10^6 Bo^{0.2101} Ku^{1.9189} \quad (1.6)$$

เงื่อนไขที่ใช้ในการทดสอบ อุณหภูมิขาเข้าร้อนเป็น 40-60°C อุณหภูมิขาเข้าเย็นเป็นอากาศรอบๆ สิ่งแวดล้อม อุณหภูมิขาออกที่ต้องการได้จากโปรแกรม อัตราการไหลมวลอากาศที่ส่วนควบแน่นเป็น 0.72 kg/s อัตราการไหลมวลอากาศที่ส่วนทำระเหยเป็น 0.72 kg/s

การออกแบบและการผลิตเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อความร้อน เพื่อใช้ทดสอบ ใช้ R134a เป็นสารทำงาน ใช้ท่อบรรจุเป็นท่อทองแดงและใช้ครีปเป็นแผ่น อะลูมิเนียม ความยาวส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นมีค่าเท่ากันเป็น 0.35 ม. จำนวนของแถวท่อ 6 แถว จำนวนของท่อต่อแถว 11 ท่อต่อแถว

จากผลการทดลองพบว่า ระบบที่ไม่มีท่อความร้อนจะใช้พลังงานรวม เป็น 52.2 kWh แต่ระบบที่ใช้ท่อความร้อนจะใช้พลังงานรวมเป็น 35.4 kWh ซึ่งสามารถประหยัด พลังงานได้ 32% และมีค่าการสร้างและติดตั้งชุดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อความร้อนเป็น R7,469 สามารถประหยัดพลังงานได้ R2,321/ปี ดังนั้นระยะเวลาคืนทุนจะมีค่าเท่ากับ 3.2 ปี

1.2.2.1.2 ระบบปลูกพืชแบบแอร์โรโปนิคส์

Srihajong et al., 2005 ได้ทำการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ เพื่อใช้ ทำนายความร้อนสะสมของระบบแอร์โรโปนิคส์สำหรับผลิตผลทางการเกษตร โดยใช้ท่อความร้อนแบบเทอร์โมไฮฟอนเป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ในการถ่ายเทความร้อนจากสารอาหาร พืช และอากาศก่อนเข้าแผงทำความเย็น เพื่อลดความต้องการใช้พลังงานของโรงเรือน และช่วย ประหยัดพลังงาน

การออกแบบภายใต้เงื่อนไขคือ เทอร์โมไฮฟอนทำจากท่อทองแดง ความยาวรวมมีค่าตั้งแต่ 0.1 ม. ถึง 2 ม. เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อมี่ค่าตั้งแต่ 12.7 มม. ถึง 50.8 มม. สารทำงานใช้ R134a อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดอนุญาตให้ไม่เกินขีดจำกัดความเร็วเสียง การ เดือด และการหอบพา จะเลือกอัตราการส่งผ่านความร้อนของท่อความร้อนต่อราคาสำหรับสร้าง (E/C) สูงสุด

ผลลัพธ์ที่ได้จากแบบจำลองของท่อความร้อนสำหรับโรงเรือน มีค่าอัตราการส่งผ่านความร้อนของท่อความร้อนต่อราคาสำหรับสร้าง (E/C) สูงสุดเป็น 0.29 W/Baht และท่อ ความร้อนมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.0254 ม. มีความยาวส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นมีค่าเป็น 1.7 ม. และ 0.3 ม. ตามลำดับ และใช้ท่อจำนวน 58 ท่อ โดยที่ส่วนทำระเหยของท่อความร้อนจะรับ ความร้อนจากอากาศภายนอกโรงเรือนและส่วนควบแน่นจะถูกระบายความร้อนด้วยน้ำ

ผลลัพธ์ที่ได้จากแบบจำลองของท่อความร้อนสำหรับระบบทำความเย็น มีค่าอัตราการส่งผ่านความร้อนของท่อความร้อนต่อราคาสำหรับสร้าง (E/C) สูงสุดเป็น 0.97 W/Baht และท่อความร้อนมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.0158 ม. ความยาวส่วนทำระเหยและส่วน

ควมแน่นมีค่าเท่ากับที่ 0.2 ม. และใช้ท่อจำนวน 36 ท่อ โดยที่ส่วนทำระเหยของท่อความร้อนจะรับความร้อนจากสารอาหารพืชที่มาจากรางปลูกและส่วนควมแน่นจะถูกระบายความร้อนด้วยน้ำ

จากรูป 1.1 แสดงผลลัพธ์ที่ได้จากแบบจำลอง จะสังเกตได้ว่าจากเวลา 00:00 น. ถึง 08:30 น. ท่อความร้อนแทบจะไม่ลดอุณหภูมิโรงเรือน เนื่องมาจากอุณหภูมิภายในและภายนอกของโรงเรือนมีค่าต่ำกว่าอุณหภูมิโรงเรือนที่ควบคุม และช่วงเวลานี้ระบบทำความเย็นแบบแผลระเหยยังปิดอยู่ เมื่อเทียบกับระบบที่ไม่ได้ติดตั้งท่อความร้อนในช่วงเวลา 08:45 น. ถึง 18:00 น. เวลาทำงานของเครื่องทำความเย็นแบบทำระเหยจะทำงานเข้าไป 20 นาที ซึ่งแสดงให้เห็นว่าท่อความร้อนทำงานได้ไม่ค่อยดี ซึ่งเป็นเพราะเครื่องทำระเหยถูกทำให้เย็นโดยความแตกต่างอุณหภูมิของแหล่งให้ความร้อนและแหล่งระบายความร้อนซึ่งมีค่าต่ำมาก

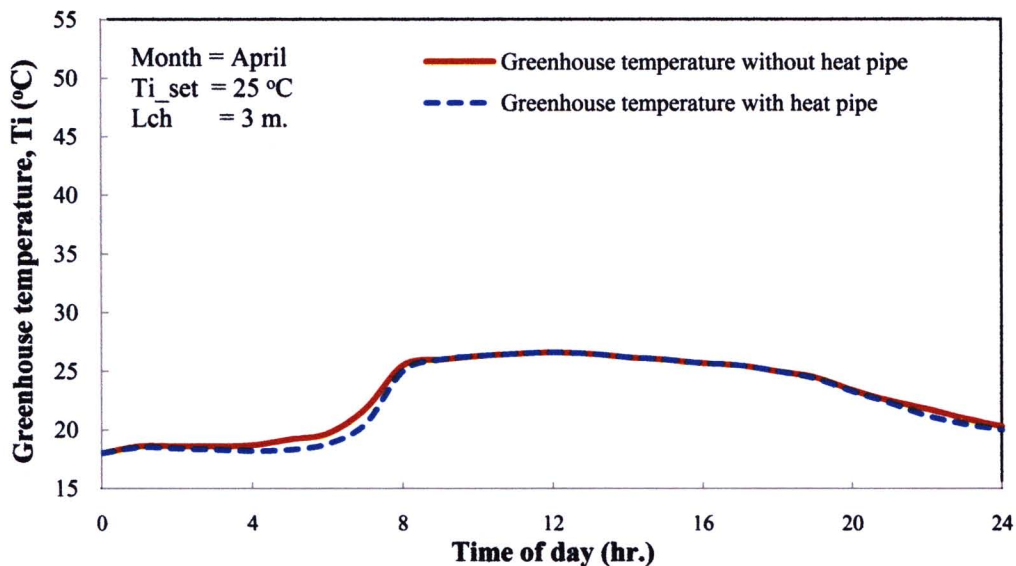
จากรูป 1.2 แสดงภาระความร้อนของระบบทำความเย็นแบบแผลระเหยที่ทำความเย็นให้กับโรงเรือนที่ติดตั้งและไม่ได้ติดตั้งท่อความร้อนจากเวลา 00:00 น. ถึง 24:00 น. ในวันที่ร้อนที่สุดของเดือนเมษายน จากรูปจะเห็นได้ว่าจากเวลา 08:00 น. ถึง 08:30 น. ท่อความร้อนจะหน่วงเวลาทำงานของระบบทำความเย็นแบบแผลระเหยได้ประมาณ 15 ถึง 20 นาที จากเวลา 15:30 น. ถึง 17:00 น. ระบบทำความเย็นแบบแผลระเหยจะลดภาระความร้อนของโรงเรือนลงแสดงให้เห็นว่าท่อความร้อนทำงานได้ไม่ค่อยดี เนื่องมาจากความแตกต่างอุณหภูมิสารอาหารพืชระหว่างแหล่งให้ความร้อนและแหล่งระบายความร้อนต่ำมาก จากเวลา 17:00 น. ถึง 24:00 น. ระบบทำความเย็นแบบแผลระเหยจะปิดเครื่องลงอย่างรวดเร็วหลังจาก 5 ถึง 8 นาที เมื่อเทียบกับโรงเรือนที่ไม่ได้ติดตั้งท่อความร้อน ซึ่งสามารถสรุปได้ว่า โรงเรือนที่ติดตั้งท่อความร้อนสามารถลดเวลาการทำงานของระบบทำความเย็นแบบแผลระเหยได้ 25 นาทีต่อวัน ซึ่งสามารถแปลงกลับเป็นการใช้พลังงานไฟฟ้าในหนึ่งวันได้เป็น 0.44 kWh หรือ 17.19% จากการใช้พลังงานไฟฟ้ารวมในหนึ่งวันเป็น 2.56 kWh

จากรูป 1.3 แสดงอุณหภูมิสารอาหารพืชก่อนผ่านเข้าไปยังถังเก็บของระบบที่ติดตั้งและไม่ได้ติดตั้งท่อความร้อนในเดือนเมษายน โดยอุณหภูมิของโรงเรือนและสารอาหารพืชจะถูกควบคุมไว้ที่ 25°C และ 20°C ตามลำดับ จากรูปจะเห็นได้ว่าจากเวลา 00:00 น. ถึง 09:00 น. ความแตกต่างอุณหภูมิสารอาหารพืชระหว่างแหล่งให้ความร้อนและแหล่งระบายความร้อนต่ำมาก ซึ่งแสดงให้เห็นว่าท่อความร้อนทำงานได้ไม่ค่อยดี ในช่วงเวลา 09:00 น. ถึง 18:00 น. ท่อความร้อนลดอุณหภูมิสารอาหารพืชลงได้ 2.5°C ดังนั้นการใช้พลังงานของระบบทำความเย็นจึง

ลดลง 6.3% จากนั้น ช่วงเวลา 18:00 น. ถึง 24:00 น. อุณหภูมิสารอาหารพืชจะลดลงอย่างช้าๆ แต่ในช่วงเวลานี้ ท่อความร้อนยังลดอุณหภูมิสารอาหารพืชได้ประมาณ 1°C

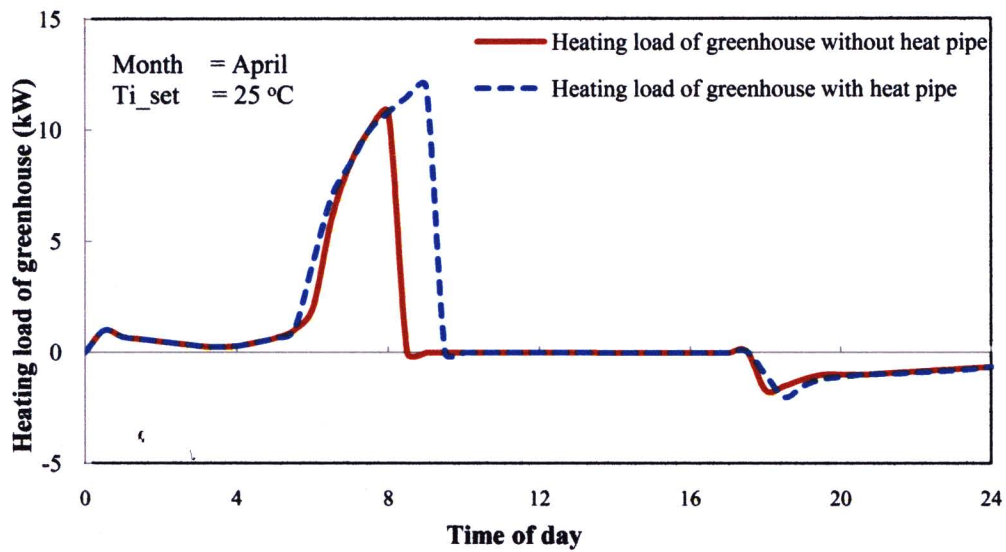
จากรูป 1.4 แสดงภาระความร้อนของระบบทำความเย็นที่ติดตั้งและไม่ได้ติดตั้งท่อความร้อน จากเวลา 00:00 น. ถึง 24:00 น. ในวันที่ร้อนที่สุดของเดือนเมษายน จากรูปจะเห็นว่าจากเวลา 00:00 น. ถึง 08:30 น. และเวลา 15:30 น. ถึง 24:00 น. ท่อความร้อนลดภาระความร้อนของเครื่องทำความเย็นได้เล็กน้อย เนื่องจากว่าอุณหภูมิสารอาหารพืชจากรางปลูกมีค่าต่ำ ช่วงเวลาจาก 08:30 น. ถึง 15:30 น. ท่อความร้อนลดการใช้พลังงานไฟฟ้าของระบบทำความเย็นได้เป็น 0.61 kWh ต่อวัน หรือ 10.34% จากการใช้พลังงานไฟฟ้ารวมในหนึ่งวันเป็น 5.9 kWh

จากผลการทดลองจะประหยัดการใช้พลังงานได้ 2.4 kWh ต่อวันหรือเท่ากับ 2,244.75 บาทต่อปี และมีค่าราคาสร้างท่อความร้อนเป็น 13,000 บาท ดังนั้นจะมีระยะเวลาคืนทุนเท่ากับ 5.7 ปี

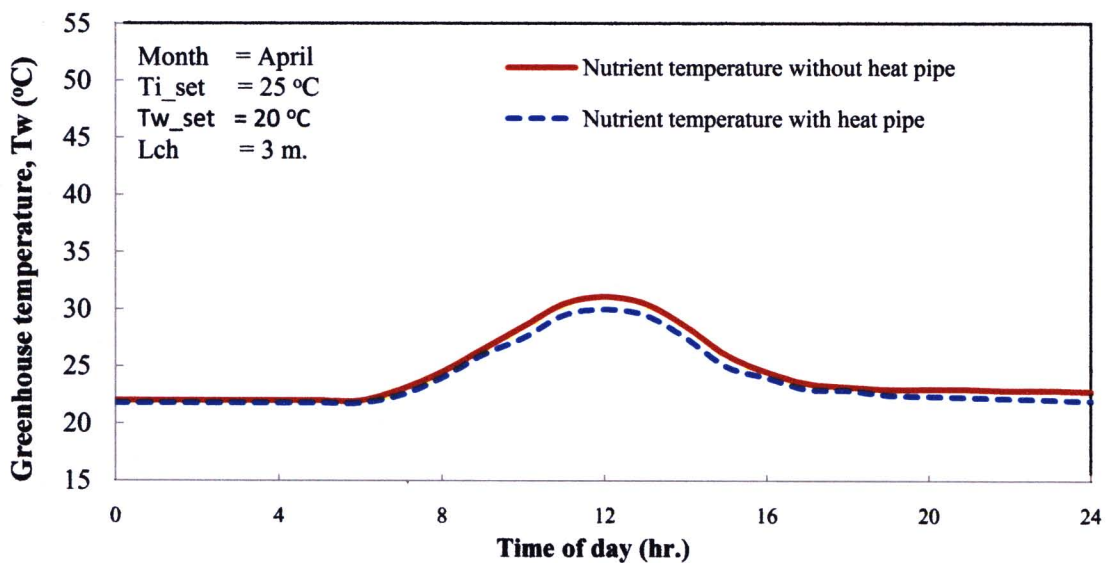


รูป 1.1 การกระจายตัวอุณหภูมิอากาศในโรงเรือนที่ได้ติดตั้งและไม่ได้ติดตั้งท่อความร้อน

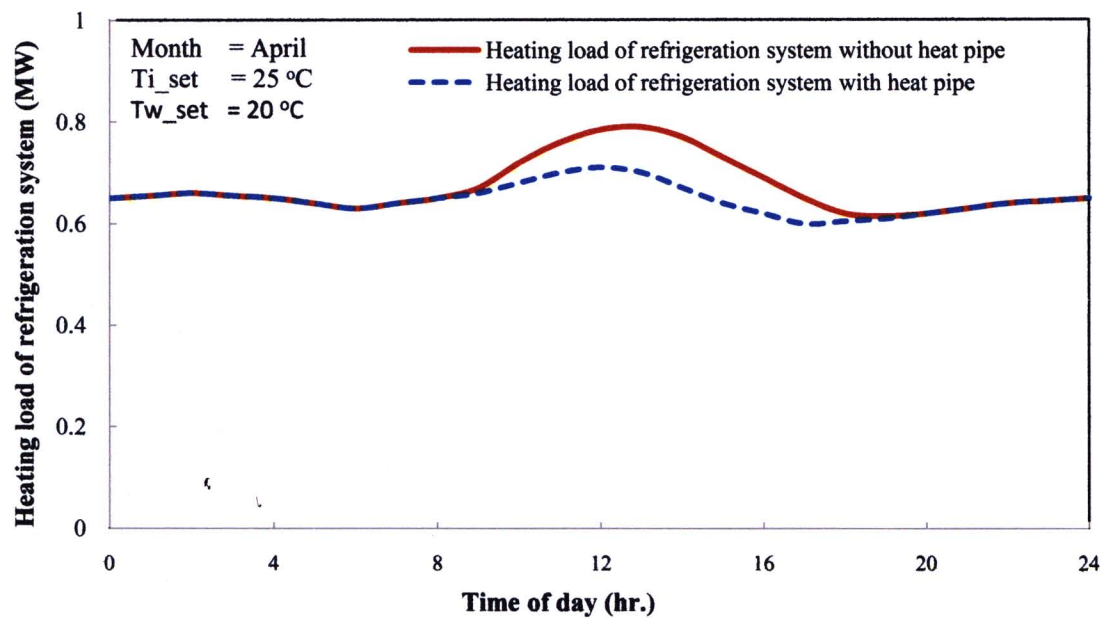
(Srihajong et al., 2005)



รูป 1.2 Heating load ของระบบทำความเย็นแบบแผงระเหยของที่ได้ติดตั้งและไม่ได้ติดตั้ง
ท่อความร้อน (Srihajong et al., 2005)



รูป 1.3 การกระจายตัวอุณหภูมิสารอาหารในโรงเรือนที่ได้ติดตั้งและไม่ได้ติดตั้งท่อความร้อน
(Srihajong et al., 2005)



รูป 1.4 Heating load ของระบบทำความเย็นสารอาหารของระบบที่ได้ติดตั้งและไม่ได้ติดตั้ง
ท่อความร้อน (Srihajong et al., 2005)

1.2.3 ปัจจัยต่อการเจริญเติบโตของพืช
1.2.3.1 อุณหภูมิ

Te-Chen Kao, 1991 ได้ทำการศึกษาผลของอุณหภูมิสารละลายธาตุอาหารต่อการ
เจริญเติบโตของรากผักสลัด พบว่าที่อุณหภูมิธาตุอาหาร 25 °C ระบบปลูกพืชแบบ DRF, NFT, DFT
มีการเจริญเติบโตของรากสูงกว่าที่อุณหภูมิ 35 °C ดังตาราง 1.1

ตาราง 1.1 ผลของอุณหภูมิสารอาหารต่อการเจริญเติบโตของรากของผักสลัด (Te-Chen Kao, 1991)

Hydroponic system	25 °C			35 °C		
	Aeroroots	Nutriroots	Total	Aeroroots	Nutriroots	Total
DRF	57.9	26.5	84.4	34.7	22.9	57.6
NFT	63.6	19.4	83.0	13.2	8.7	21.9
DFT	-	46.3	46.3	-	27.6	27.6

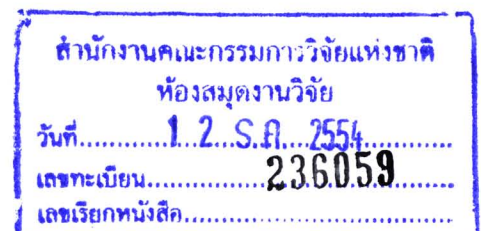


และยังมีการศึกษาการเจริญเติบโตของผักสลัดภายใต้สภาวะธาตุอาหารที่ต่างกัน พบว่าที่อุณหภูมิธาตุอาหารต่ำ (17-21 °C) ผักมีน้ำหนักมากกว่าที่อุณหภูมิธาตุอาหารสูง (27-31 °C) ดังตาราง 1.2

ตาราง 1.2 แสดงค่า ความเป็นกรด-ด่าง (pH), ความเข้มข้นสารอาหารพืช (EC) และน้ำหนักของผัก สลัดสดที่เจริญเติบโตภายใต้สภาวะสารอาหารที่ต่างกัน (Te-Chen Kao, 1991)

Temperature of nutrient solution	Concentration of nutrient solution	Fresh weight (gm/plant)	pH	EC (mmho/cm)
17-21 °C	No control	41.9	7.8	1.1
	Automatic control	63.4	6.0	1.7
27-31 °C	No control	39.7	4.9	2.9
	Automatic control	61.9	6.0	1.7

ต่อมา Holaday et al., 1992 พบว่าพืชจำพวกผักขมจะปรับตัวให้เข้ากับอากาศหนาว ที่อุณหภูมิ 10°C จะมีการเจริญเติบโตดีกว่าที่อุณหภูมิ 24°C และ Lafta et al., 1995 ได้ทำการศึกษาผลของอุณหภูมิสูงที่มีผลต่อการเจริญเติบโต และการเผาผลาญคาร์โบไฮเดรตของมันฝรั่ง พบว่าอุณหภูมิสูง (31/29 °C) จะลดการเจริญเติบโตของการแตกหน่อมากกว่าการงอกที่อุณหภูมิต่ำ (19/17 °C) ดังตาราง 1.3 และตาราง 1.4



ตาราง 1.3 แสดงการเติบโตของมันฝรั่งอุณหภูมิ 29/27 °C และ 19/17 °C หลังการปลูก 2 สัปดาห์ (Lafta et al., 1995)

Growth parameters of potato plants after 2 weeks of heat treatment in experiment 2							
Different temperature treatments were imposed approximately 10 d after tuber initiation.							
Values are means ± SE.							
Parameter	Cultivar	Temp °C	Leaf	Stem	Shoot g	Tuber	Total
Fresh wt	Norchip	19/17	174.8 ± 8.4	47.2 ± 2.5	222.0 ± 7.2	118.5 ± 10.4	340.5 ± 12.2
		29/27	143.9 ± 6.4	55.6 ± 7.8	199.4 ± 12.7	63.3 ± 8.0	262.7 ± 9.3
	Up-to-Date	19/17	146.5 ± 4.4	52.2 ± 3.8	198.7 ± 7.2	62.7 ± 5.4	261.4 ± 7.4
		29/27	95.4 ± 6.7	26.2 ± 2.2	121.5 ± 8.2	38.1 ± 18.2	159.6 ± 11.6
Dry wt	Norchip	19/17	11.8 ± 0.8	2.4 ± 0.2	14.2 ± 0.6	16.3 ± 1.3	30.5 ± 1.1
		29/27	10.9 ± 0.5	3.2 ± 0.3	14.1 ± 0.5	9.0 ± 1.5	23.2 ± 1.4
	Up-to-Date	19/17	11.9 ± 0.5	3.2 ± 0.2	15.1 ± 0.7	8.3 ± 0.7	23.4 ± 0.9
		29/27	9.3 ± 0.4	2.0 ± 0.1	11.3 ± 0.5	5.3 ± 2.7	16.6 ± 2.3

ตาราง 1.4 แสดงการเติบโตของมันฝรั่งที่อุณหภูมิ 31/29 °C และ 19/17 °C หลังการปลูก 4 สัปดาห์ (Lafta et al., 1995)

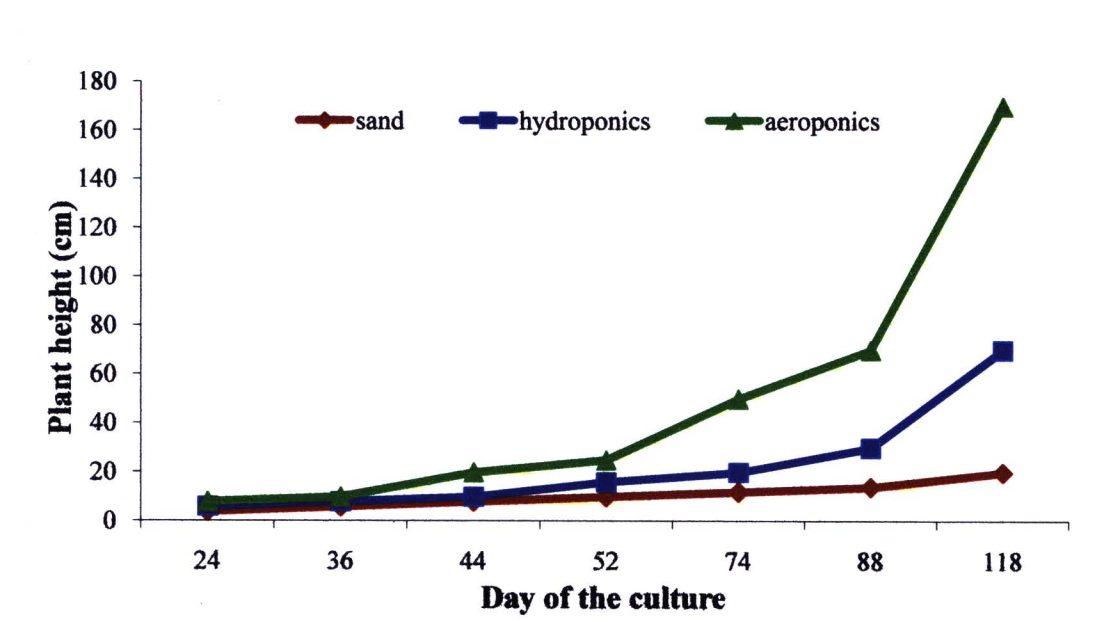
Growth parameters of potato plants after 4 weeks of heat treatment in experiment 1								
Different temperature treatments were imposed at the time of tuber initiation.								
Values are means ± SE.								
Tissue	Cultivar	Temp °C	Wt					Plant Height cm
			Leaf	Stem	Shoot g/plant	Tuber	Total	
Fresh	Norchip	19/17	169 ± 3	75 ± 3	244 ± 6	134 ± 3	378 ± 4	35 ± 1
		31/29	135 ± 3	118 ± 3	253 ± 4	5 ± 3	258 ± 4	45 ± 2
Fresh	Up-to-Date	19/17	157 ± 11	41 ± 7	197 ± 17	131 ± 14	328 ± 13	42 ± 1
		31/29	49 ± 3	47 ± 1	96 ± 2	0.6 ± 0.6	96 ± 3	

ตาราง 1.4 (ต่อ) แสดงการเติบโตของมันฝรั่งที่อุณหภูมิ 31/29 °C และ 19/17 °C หลังการปลูก 4 สัปดาห์ (Lafta et al., 1995)

Growth parameters of potato plants after 4 weeks of heat treatment in experiment 1								
Different temperature treatments were imposed at the time of tuber initiation.								
Values are means ± SE.								
Tissue	Cultivar	Temp °C	Wt					Plant Height cm
			Leaf	Stem	Shoot g/plant	Tuber	Total	
Dry	Up-to-Date ‘	19/17	14.2 ± 0.9	3.4 ± 0.4	17.6 ± 1.3	1.97 ± 2.6	37.3 ± 2.0	
		31/29	6.3 ± 0.3	4.2 ± 0.1	10.5 ± 0.3	0.03 ± 0.03	10.5 ± 0.3	

1.2.3.2 ระบบปลูกพืช

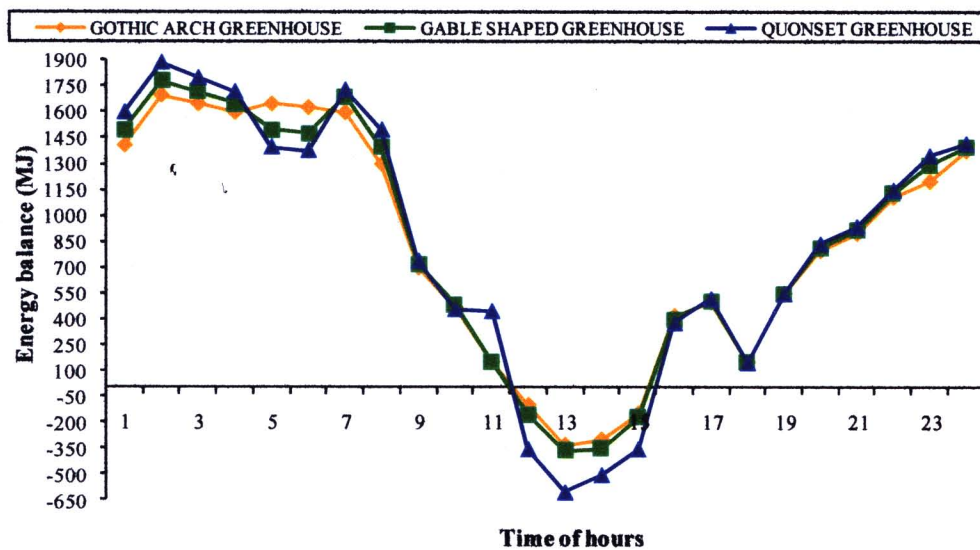
Laurent et al., 1997 ได้ทำการศึกษากการปลูกพืชแบบใช้ดิน ไฮโดรโปนิคส์และแอร์โร โปนิคส์ พบว่าพืชที่ปลูกด้วยระบบแอร์โร โปนิคส์ มีการเจริญเติบโตสูงที่สุด ดังรูป 1.5



รูป 1.5 ความสัมพันธ์ระหว่างแบบของการปลูกพืชต่อการเจริญเติบโตของพืช (Laurent et al., 1997)

1.2.4 แบบของโรงเรือน

Mathala et al., 2001 ได้ทำการศึกษาผลของการออกแบบลักษณะรูปร่างของโรงเรือนที่มีประสิทธิภาพทางพลังงานด้วยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ พบว่าแบบ GOTHIC ARCH GREENHOUSE จะต้องการพลังงานน้อยกว่าแบบ GABLE SHAPED GREENHOUSE และ QUONSET GREENHOUSE ดังรูป 1.6 และแสดงลักษณะของโรงเรือนดังรูป 1.7



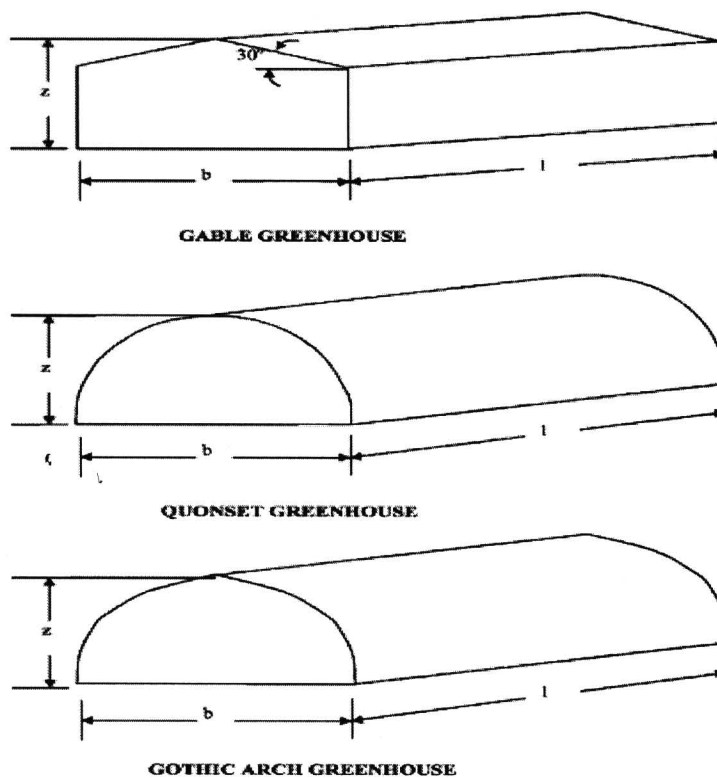
รูป 1.6 ความสัมพันธ์ระหว่างแบบโรงเรือนต่อสมดุลพลังงานของโรงเรือน (Mathala et al., 2001)

1.3 วัตถุประสงค์ของการศึกษา

1.3.1 เพื่อลดอุณหภูมิอากาศก่อนผ่านระบบทำความเย็นแบบระเหยที่ใช้สำหรับปลูกพืชไฮโดรโปนิคส์

1.3.2 เพื่อลดการใช้พลังงานไฟฟ้าของระบบระบายความร้อนธาตุอาหารเหลว สำหรับปลูกพืชไฮโดรโปนิคส์ โดยการติดตั้งท่อความร้อน

1.3.3 วิเคราะห์ความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ในการติดตั้งชุดท่อความร้อน



รูป 1.7 แบบของโรงเรือน (Gupta and Chandra, 2002)

1.4 ประโยชน์ที่ได้รับ

- 1.4.1 ผลผลิตของการปลูกพืชไฮโดรโปนิคส์เพิ่มขึ้นและราคาของพืชไฮโดรโปนิคส์ลดลง
- 1.4.2 ได้โปรแกรมการคำนวณหาขนาดต่อความร้อนที่เหมาะสมกับโรงเรือนปลูกพืชไฮโดรโปนิคส์

1.5 ขอบเขตของงานวิจัย

- 1.5.1 คัดตั้งต่อความร้อนที่โรงเรือนปลูกพืชไฮโดรโปนิคส์ของ บริษัท เอเชียไฮโดรฟาร์ม จำกัด อ่อนนุช กทม. ขนาดกว้าง x ยาว เท่ากับ 9 ม. x 45 ม.
- 1.5.2 ออกแบบต่อความร้อนตามหลักเศรษฐศาสตร์วิศวกรรม และคัดตั้งต่อความร้อนที่ให้ความคุ้มค่าสูงสุด
- 1.5.3 ต่อความร้อนที่ใช้กับระบบทำความเย็นแบบแผงความเย็น เป็นต่อทองแดง

1.5.4 การหาค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่เหมาะสม เป็นไปตามหลักการของ ESDU
81038(1981)

1.5.5 พืชที่ใช้ในการทดลอง คือ salad cos ระยะเวลาในการปลูกครั้งละ 4 สัปดาห์