



การออกแบบและทดลองเครื่องทำความเย็นเทอร์โมอะคูสติก แบบเคลื่อนที่ที่ต้นทุนต่ำซึ่งขับเคลื่อนโดยเครื่องยนต์ เทอร์โมอะคูสติกแบบลดหลั่นหลายชั้น

Design and Experimental Study of a Low-cost Travelling Wave Thermoacoustic Refrigerator Driven by a Cascade Thermoacoustic Engine

อิศเรศ ธุชกัลยา^{1,*} และ พัชรินทร์ แซ่จัน²

Isares Dhuchakallaya^{1,*} and Patcharin Saechan²

^{1,*} ห้องปฏิบัติการวิจัยเทอร์โมอะคูสติก ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์

มหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์ ศูนย์รังสิต อ.คลองหลวง จ.ปทุมธานี 12120

² ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกลและการบิน-อวกาศ คณะวิศวกรรมศาสตร์

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ เขตบางซื่อ กทม. 10800

^{1,*} ThermoAcoustic Laboratory (TAL), Department of Mechanical Engineering,
Faculty of Engineering, Thammasat University, Rangsit Campus, Pathumthani, 12120, Thailand

² Department of Mechanical and Aerospace Engineering, Faculty of Engineering,
King Mongkut's University of Technology North Bangkok, Bangsue, Bangkok, 10800, Thailand

*E-mail: disares@engr.tu.ac.th, Tel. 0-25643001-9, Fax. 0-25643023

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้ได้ทำการออกแบบ สร้าง และทดสอบเครื่องทำความเย็นเทอร์โมอะคูสติกที่ขับเคลื่อนโดยเครื่องยนต์เทอร์โมอะคูสติกแบบลดหลั่นหลายชั้น โดยเครื่องต้นแบบนี้ถูกออกแบบอยู่บนเงื่อนไขของต้นทุนต่ำและใช้เทคโนโลยีที่ไม่ซับซ้อน เพื่อตอบสนองกับความต้องการของชุมชนในถิ่นทุรกันดาร จากแนวคิดดังกล่าว อากาศที่ความดันบรรยากาศจึงถูกเลือกใช้เป็นสารทำงานและใช้ท่อ PVC เป็นทอร์โซไนเตอร์หลักในระบบ โดยเครื่องต้นแบบประกอบด้วยหน่วยคลื่นนิ่ง หน่วยคลื่นเคลื่อนที่ และเครื่องทำความเย็นเทอร์โมอะคูสติก ซึ่งต่ออนุกรมกันเป็นเส้นตรง และมีทอร์โซไนเตอร์อยู่ที่ปลายทั้งสองด้านของชุดเทอร์โมอะคูสติกดังกล่าว ซึ่งการจัดเรียงลักษณะนี้จะช่วยลดปัญหาเกี่ยวกับ streaming ในงานวิจัยนี้ ยังได้ศึกษาถึงความยาวและรัศมีไฮดรอลิกของรีเจนเนอเรเตอร์ในเครื่องทำความเย็นที่ระดับพลังงานป้อนเข้าต่าง ๆ ที่มีผลต่อสมรรถนะในการทำความเย็นของระบบ และจากการทดลองพบว่า เครื่องทำความเย็นสามารถสร้างผลต่างของอุณหภูมิได้สูงถึง 20.3°C และลดอุณหภูมิได้ต่ำถึง 6.7°C ในสภาพไม่มีภาระทำความเย็น โดยมีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะเมื่อเทียบกับคาร์โนต์ (COPR) สูงสุดเท่ากับ 2.9% ที่ภาระทำความเย็น 13 W

ABSTRACT

The design, construction and experimental evaluation of a thermoacoustic refrigerator driven by a cascade thermoacoustic engine are presented in this paper. A prototype was designed under the constraint of a low-cost and less complicated device to meet the needs of communities based in rural areas. From a conceptual point of view, air at atmospheric pressure was selected as working fluid, and

the main resonator tubes in the system were then constructed of PVC pipes. The prototype consists of a standing-wave unit, a travelling-wave unit and a thermoacoustic refrigerator connected in series, and there are two resonator tubes connected at both ends of the thermoacoustic core. This topology allows to suppress the streaming. The effect of the length and hydraulic radius of the regenerator in the refrigerator at different level of input power on the cooling performance of the system are also investigated. In the experimental results, this refrigerator can generate the difference of temperature up to 20.3°C, and the minimum temperature of 6.7°C is achieved at no-load condition. The maximum coefficient of performance relative to the Carnot value (COPR) of 2.9% is accomplished at the cooling load of 13 W.

1. บทนำ

ระบบทำความเย็นในครัวเรือนโดยส่วนใหญ่อาศัยเทคโนโลยีการอัดไอ ซึ่งสารทำงานชนิดไฮโดรคลอโรฟลูออโรคาร์บอน และไฮโดรฟลูออโรคาร์บอน ได้ถูกใช้ในการส่งถ่ายความร้อนด้วยการอัดตัวและขยายตัวในระบบดังกล่าว โดยสารเหล่านี้มีผลเป็นอย่างมากต่อการทำลายชั้นโอโซนและก่อให้เกิดสภาวะโลกร้อน ด้วยเหตุนี้ นักวิจัยหลายท่านจึงพยายามเร่งทำการศึกษาวิจัยด้วยการนำสารทำงานทดแทนอื่นๆ มาใช้ในระบบทำความเย็นแบบอัดไอ หรือเทคโนโลยีการทำความเย็นแบบใหม่ เพื่อแก้ไขปัญหาทางด้านสิ่งแวดล้อมเหล่านี้ [1-5]

เครื่องทำความเย็นเทอร์โมอะคูสติกก็เป็นอีกหนึ่งทางเลือกสำหรับการทำความเย็นในครัวเรือนในอนาคตที่เป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อม เนื่องจากระบบนี้ใช้อากาศหรือก๊าซเฉื่อยเป็นสารทำงาน ซึ่งไม่เป็นพิษ ไม่ติดไฟ ไม่ทำลายชั้นโอโซน และไม่ก่อให้เกิดสภาวะโลกร้อน นั่นหมายความว่า ผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อมจะลดลงอย่างชัดเจน เมื่อเปรียบเทียบกับสารทำความเย็นที่ใช้อยู่ในระบบทำความเย็นแบบอัดไอ นอกจากนี้ เครื่องทำความเย็นเทอร์โมอะคูสติกยังมีโครงสร้างที่ไม่ซับซ้อนและไม่มีชิ้นส่วนใดที่เคลื่อนไหว จึงเป็นผลให้มีเสถียรภาพที่ดี มีค่าใช้จ่ายทั้งต้นทุนและการบำรุงรักษาที่ต่ำ

ดังนั้นเครื่องทำความเย็นเทอร์โมอะคูสติกจึงมีศักยภาพสูงในการแก้ไขปัญหาสภาวะโลกร้อน และการทำลายชั้นโอโซนในบรรยากาศ และเครื่องชนิดเทอร์โมอะคูสติกซึ่งทำหน้าที่ผลิตคลื่นอะคูสติกเพื่อขับเคลื่อนเครื่องทำความเย็นดังกล่าวยังสามารถประยุกต์ใช้กับแหล่งพลังงาน

คุณภาพต่ำ เช่น การเผาไหม้เชื้อเพลิงชีวมวล ความร้อนเหลือทิ้ง พลังงานแสงอาทิตย์ หรือ ไอเสีย เป็นต้น [6-8]

เทอร์โมอะคูสติกเป็นปฏิสัมพันธ์ระหว่างการถ่ายเทความร้อน (เทอร์โม) และการไหลแบบแกว่งไกว (อะคูสติก) ของสารทำงานภายในชั้นขอบเขตของแข็ง โดยอุปกรณ์เทอร์โมอะคูสติกสามารถแบ่งออกได้เป็น “เครื่องยนต์” และ “เครื่องทำความเย็น” ซึ่งขึ้นอยู่กับการใช้งานของผลเทอร์โมอะคูสติก (thermoacoustic effect) โดยเครื่องชนิดเทอร์โมอะคูสติกทำหน้าที่เปลี่ยนพลังงานความร้อนซึ่งอยู่ในรูปของผลต่างของอุณหภูมิคร่อมวัสดุรูพรุนให้กลายเป็นกำลังอะคูสติกที่มีการอัดตัวและขยายตัวอย่างต่อเนื่องกัน (คลื่นแกว่งไกว) ในทางตรงกันข้าม เครื่องทำความเย็นเทอร์โมอะคูสติกจะใช้กำลังอะคูสติกที่เกิดขึ้นในสนามการไหลเพื่อทำให้เกิดความแตกต่างของอุณหภูมิคร่อมวัสดุรูพรุน ส่งผลให้เกิดการขับเคลื่อนความร้อน (heat pumping effect) ในชั้นผิวของแข็ง ซึ่งกลไกการทำงานของกระบวนการเทอร์โมอะคูสติกสามารถศึกษาเพิ่มเติมได้จาก [9]

นอกจากนี้อุปกรณ์เทอร์โมอะคูสติกยังสามารถแบ่งตามลักษณะของคลื่นได้เป็น แบบคลื่นนิ่ง และแบบคลื่นเคลื่อนที่ โดยอุปกรณ์เทอร์โมอะคูสติกแบบคลื่นนิ่งมีประสิทธิภาพด้อยกว่าแบบคลื่นเคลื่อนที่ เนื่องจากการถ่ายเทความร้อนแบบย้อนกลับไม่ได้ระหว่างก้อนมวลสารทำงานและวัสดุรูพรุน แต่อย่างไรก็ตาม รูปร่างเป็นเส้นตรงของอุปกรณ์แบบคลื่นนิ่งก็ทำให้ง่ายต่อการสร้าง

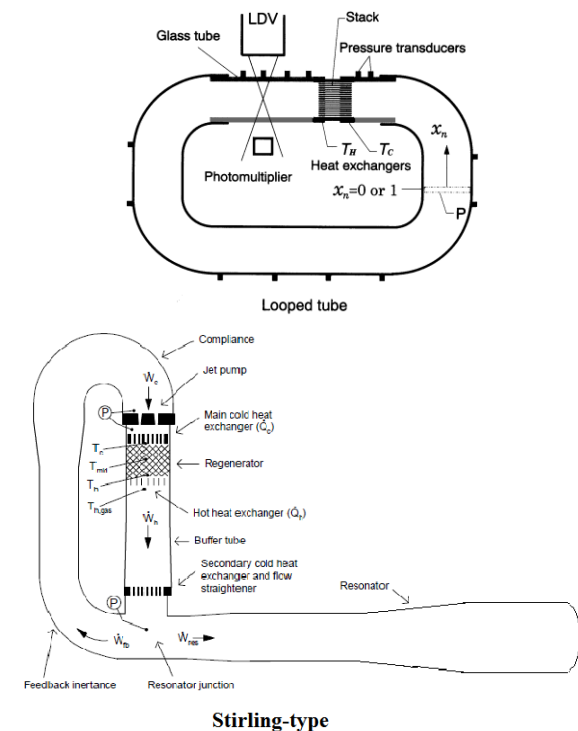
เครื่องชนิดแบบคลื่นเคลื่อนที่ก็ได้เริ่มทำการศึกษาโดย Ceperley [10] แต่ยังมีประสิทธิภาพต่ำ เนื่องจากค่าอิมพีแดนซ์ ($Z=p_1/U_1$) ในรีเจนเนอเรเตอร์มีค่าต่ำ

ต่อจากนั้นแนวคิดนี้จึงได้ถูกดัดแปลงมาเป็นเครื่องยนต์ที่มีลักษณะเป็นวงแหวนดังแสดงในรูปที่ 1 (บน) โดย Yazaki และคณะ [11] ถึงแม้ว่าจะมีสมรรถนะในการทำงานที่ดีขึ้น แต่ก็ยังประสบปัญหาเช่นเคยคือ อิมพีแดนซ์อะคูสติกในรีเจนเนอเรเตอร์มีค่าต่ำ ซึ่งถือว่าเป็นข้อด้อยของรูปทรงลักษณะนี้ที่ยังต้องการการปรับปรุงต่อไป

Backhaus และ Swift [12] ได้แก้ปัญหาดังกล่าวโดยการต่อท่อรีโซเนเตอร์เข้ากับวงแหวนดังแสดงในรูปที่ 1 (ล่าง) ซึ่งเรียกว่าเครื่องยนต์เทอร์โมอะคูสติก-สเตอร์ลิง ซึ่งสามารถให้ประสิทธิภาพได้สูงถึง 41% ของประสิทธิภาพคาร์โนท์ แต่สมรรถนะการทำงานที่สูงเช่นนี้ จำเป็นต้องกำจัด Gedeon streaming และ Rayleigh streaming ซึ่งเป็นสาเหตุหลักของการรั่วไหลของความร้อนโดยไม่ก่อให้เกิดกำลัง โดย streaming เหล่านี้ถูกกำจัดได้ด้วยการติดตั้งเจ็ตปั๊มและใช้ท่อเทอร์โมลัมเพลฟอว์ที่เร็ว แต่ในทางปฏิบัติ การควบคุมมูมอิมพลีแดนซ์ภายในสนามอะคูสติกและการกำจัด streaming นั้นกระทำได้ค่อนข้างยาก ซึ่งส่งผลให้มีความยากลำบากในการออกแบบและสร้าง

เพื่อลดต้นทุนและความซับซ้อนในการสร้างเครื่องยนต์ โดยยังคงให้ประสิทธิภาพที่สูงอยู่ รูปร่างลักษณะใหม่ของเครื่องยนต์เทอร์โมอะคูสติกในลักษณะที่ผสมผสานกันจึงได้ถูกคิดค้นโดย Garder และ Swift [13] ซึ่งเรียกว่า เครื่องยนต์เทอร์โมอะคูสติกแบบลดหลั่นหลายชั้น โดยประกอบด้วยหน่วยเทอร์โมอะคูสติกหลายชั้นต่อกันในบริเวณที่มีอิมพีแดนซ์สูงภายในท่อรีโซเนเตอร์ โดยหน่วยแรกคือหน่วยเทอร์โมอะคูสติกแบบคลื่นนิ่ง ซึ่งทำหน้าที่กำเนิดกำลังอะคูสติก และหน่วยเทอร์โมอะคูสติกที่เหลือคือหน่วยเทอร์โมอะคูสติกแบบคลื่นเคลื่อนที่ ซึ่งทำหน้าที่ขยายกำลังอะคูสติกให้มีค่าสูงขึ้น ดังนั้นในสนามอะคูสติกภายในท่อรีโซเนเตอร์ จึงเป็นการผสมผสานกันระหว่างโหมดคลื่นนิ่งและโหมดคลื่นเคลื่อนที่ ซึ่งสิ่งนี้จะช่วยปรับปรุงค่าอิมพีแดนซ์ในรีเจนเนอเรเตอร์ของหน่วยเทอร์โมอะคูสติกแบบคลื่นเคลื่อนที่

ส่งผลให้เพิ่มประสิทธิภาพโดยรวมของระบบ โดยเครื่องยนต์นี้สามารถผลิตกำลังอะคูสติกได้ 30% ของประสิทธิภาพคาร์โนท์ ซึ่งต่ำกว่าที่คาดหวังไว้ โดยใช้ก๊าซอาร์กอนเป็นสารทำงานที่ความดัน 24 บาร์ แต่ถ้ามีการปรับปรุงตามที่ระบุไว้ในรายงาน จะสามารถให้ประสิทธิภาพได้สูงถึง 40%



รูปที่ 1 เครื่องยนต์เทอร์โมอะคูสติกแบบวงแหวน (บน) และเครื่องยนต์เทอร์โมอะคูสติกแบบสเตอร์ลิง (ล่าง)

เนื่องจากความไม่ซับซ้อนและให้ประสิทธิภาพสมเหตุสมผลของเครื่องยนต์ที่มีรูปร่างลักษณะเป็นเส้นตรง Hu และคณะ [14] จึงได้ปรับปรุงให้มีขนาดกะทัดรัดขึ้นภายใต้การทำงานของก๊าซฮีเลียมที่ความดัน 25 บาร์ ความถี่ 500 Hz ซึ่งประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่ทำนายได้สูงถึง 22.7% ต่อมา Kang และคณะ [15] ได้ทำการดัดแปลงเครื่องยนต์ของ Hu และคณะ [14] เพื่อติดตั้งเครื่องทำความเย็นเพิ่ม ดังนั้นเครื่องทำความเย็นดังกล่าวจึงถูกขับเคลื่อนด้วยเครื่องยนต์เทอร์โมอะคูสติกแบบลดหลั่นหลายชั้น ทำให้มีสมรรถนะในการทำมาเย็นได้ใกล้เคียงกับเครื่องทำความเย็นแบบคลื่นเคลื่อนที่ แต่มี

ชิ้นส่วนที่น้อยกว่าและไม่ซับซ้อน เช่น ไม่ต้องมีท่อป้อนกลับ (feedback pipe), ขนาดกะทัดรัดกว่า และที่สำคัญลดปัญหา streaming โดยเครื่องทำความเย็นนี้สามารถทำอุณหภูมิได้ต่ำกว่า -50°C ในกรณีไม่มีโหลด และสามารถรับภาระทำความเย็นได้สูงสุด 282 W

จากการทบทวนวรรณกรรมที่ผ่านมาจะเห็นได้ว่า เครื่องยนต์เทอร์โมอะคูสติกแบบลดหลั่นหลายชั้นมีความน่าสนใจที่จะนำมาใช้ขับเคลื่อนเครื่องทำความเย็นเทอร์โมอะคูสติก เนื่องจากเครื่องยนต์ดังกล่าวเป็นการผสมผสานข้อเด่นของเครื่องยนต์แบบคลื่นนิ่งและแบบคลื่นเคลื่อนที่ไว้ด้วยกัน ถึงแม้ว่าเครื่องยนต์นี้จะมีประสิทธิภาพด้อยกว่าเครื่องยนต์แบบสเตอร์ลิงก็ตาม แต่ก็ไม่มีปัญหาเกี่ยวกับ streaming นอกจากนี้ การศึกษาวิจัยเกี่ยวกับอุปกรณ์เทอร์โมอะคูสติกที่กล่าวมาข้างต้นต่างก็มุ่งเน้นเพื่อให้ได้ประสิทธิภาพสูงสุด โดยไม่คำนึงถึงต้นทุนในการสร้าง

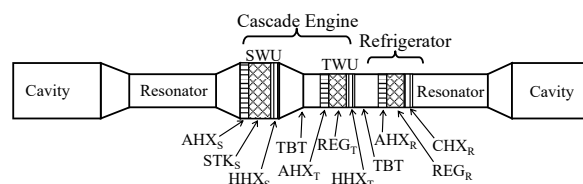
ด้วยเหตุนี้จึงนำไปสู่วัตถุประสงค์ของงานวิจัยนี้ เพื่อออกแบบและสร้างเครื่องยนต์เทอร์โมอะคูสติกแบบลดหลั่นหลายชั้นสำหรับใช้ขับเคลื่อนเครื่องทำความเย็น เพื่อใช้งานในชุมชนที่อยู่ห่างไกลจากสายส่งไฟฟ้า โดยเครื่องต้นแบบที่สร้างขึ้นจะต้องมีราคาถูก และใช้เทคโนโลยีที่ไม่ซับซ้อน โดยเลือกใช้วัสดุที่หาได้ตามท้องถิ่น และผู้ใช้งานสามารถซ่อมแซมได้เอง และยังสามารถประยุกต์ใช้งานได้กับแหล่งพลังงานคุณภาพต่ำ เช่น การเผาไหม้เชื้อเพลิงชีวมวล ด้วย

2. แนวคิดและแบบจำลองที่ใช้ในการออกแบบ

เครื่องต้นแบบนี้ได้ถูกออกแบบให้ทำงานในโหมดความยาวหนึ่งลูกคลื่น เนื่องจากความต้องการในด้านต้นทุนต่ำและผู้ใช้งานสามารถซ่อมแซมเองได้ ระบบจึงเลือกใช้อากาศที่ความดันบรรยากาศเป็นสารทำงาน ถึงแม้ว่าจะให้ประสิทธิภาพที่ด้อยกว่าสารทำงานอื่นๆ เช่น อาร์กอน ฮีเลียม แต่อากาศสามารถหาได้ในท้องถิ่น ดังกล่าวและมีราคาถูกด้วย โดยความดันแตกต่างกันสูงสุดระหว่างภายในและภายนอกท่อรีโซเนเตอร์มีค่าไม่เกิน

0.1 บาร์ ดังนั้นท่อรีโซเนเตอร์จึงสามารถเลือกใช้ท่อ PVC ทัวไปได้ ซึ่งส่งผลให้ได้เครื่องต้นแบบต้นทุนต่ำ

เนื่องจากเครื่องยนต์เทอร์โมอะคูสติกแบบลดหลั่นหลายชั้นถูกออกแบบให้ขับเคลื่อนเครื่องทำความเย็นเทอร์โมอะคูสติกภายในบริเวณที่มีค่าอิมพีแดนซ์สูง ดังนั้นจำนวนชั้นของเครื่องยนต์เทอร์โมอะคูสติกจึงถูกจำกัดให้เลือกใช้ได้เพียงหนึ่งหน่วยคลื่นนิ่ง และหนึ่งหน่วยคลื่นเคลื่อนที่เท่านั้น ซึ่งมีลักษณะดังแสดงในรูปที่ 2



รูปที่ 2 แผนภาพของเครื่องทำความเย็นเทอร์โมอะคูสติกที่ขับเคลื่อนด้วยเครื่องยนต์เทอร์โมอะคูสติกแบบลดหลั่นหลายชั้น

โดยแต่ละหน่วยของเครื่องยนต์และเครื่องทำความเย็นมีส่วนประกอบที่คล้ายกันคือ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแหล่งอุณหภูมิแวดล้อม (AHX), สเตก/รีเจนเนอเรเตอร์ (STK/REG) และเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแหล่งอุณหภูมิสูง/ต่ำ (HHX/CHX) ซึ่งตัวห้อย S, T และ R หมายถึงหน่วยคลื่นนิ่ง, หน่วยคลื่นเคลื่อนที่ และเครื่องทำความเย็น ตามลำดับ เพื่อป้องกันการรั่วไหลของความร้อนจาก HHX ไปยัง AHX ระหว่างหน่วยที่ติดกันจึงจำเป็นต้องติดตั้งท่อเทอร์มอลบัพเฟอร์ (TBT) ซึ่งท่อนี้ต้องมีความยาวอย่างน้อย 10 เท่าของค่าแอมพลิจูดการเคลื่อนที่ของก๊าซ [13] โดย AHX ทำหน้าที่รักษาอุณหภูมิปลายของ STK_S, REG_T และ REG_R ที่ติดกับ AHX ให้เท่ากับอุณหภูมิแวดล้อม โดย STK และ REG ถูกสร้างขึ้นจากแผ่นตะแกรงมาซ้อนกันเป็นชั้น ๆ ซึ่ง STK มีรัศมีไฮดรอลิก (r_h) ขนาดใกล้เคียงกับระยะทะลุทะลวงทางความร้อน (δ_k) แต่ REG มีค่า r_h ที่ต่ำกว่าค่อนข้างมาก ดังนั้นจึงทำให้เกิดการสัมผัสทางความร้อนระหว่างสารทำงานและแผ่นโลหะที่ติดเย็บใน REG

เพื่อให้ได้สมรรถนะการทำความเย็นสูงสุด ดังนั้น TWU และเครื่องทำความเย็นควรถูกออกแบบให้อยู่ใน

บริเวณที่มีค่าอิมพลีแดนซ์สูง (ความเร็วมีค่าเข้าใกล้ศูนย์) และมุมเฟสอิมพลีแดนซ์มีค่าอยู่ในช่วง $\phi_z \approx \pm 45^\circ$ ซึ่งการสูญเสียเนื่องจากความหนืดจะมีค่าน้อยที่สุด

เนื่องจากความซับซ้อนของเงื่อนไขขอบเขตและผลการประกมระหว่างกันต่างๆ ดังนั้นในการออกแบบจึงใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์ DeltaEC [16] ช่วยคำนวณเพื่อให้ได้ลักษณะรูปร่างที่เหมาะสมของเครื่องต้นแบบ โดยตัวแปรอะคูสติกของสารทำงานสามารถประมาณได้จากทฤษฎีเทอร์โมอะคูสติกเชิงเส้นดังนี้

$$p = p_m + \text{Re}[p_1(x)e^{i\omega x}] \quad (1)$$

$$U = \text{Re}[U_1(x)e^{i\omega x}] \quad (2)$$

$$T = T_m + \text{Re}[T_1(x)e^{i\omega x}] \quad (3)$$

$$\rho = \rho_m + \text{Re}[\rho_1(x)e^{i\omega x}] \quad (4)$$

เมื่อตัวห้อย m และ 1 คือค่าเฉลี่ย และจำนวนเชิงซ้อนของค่าแกว่งไกว ต่อจากนั้นนำตัวแปรอะคูสติกข้างต้นแทนลงในสมการโมเมนตัม, ความต่อเนื่อง และพลังงาน เพื่อหาการเปลี่ยนแปลงของแอมพลิจูดของความดัน (p_1), ความเร็วเชิงปริมาตร (U_1), อุณหภูมิ (T_m) และกำลังอะคูสติก ($\dot{E}_2$) ในแต่ละส่วนของระบบเทอร์โมอะคูสติก

$$\frac{dp_1}{dx} = \frac{-i\omega p_m}{(1-f_v)A_{gas}} U_1 \quad (5)$$

$$\frac{dU_1}{dx} = \frac{-i\omega A_{gas}}{\gamma p_m} [1 + (\gamma - 1)f_k] p_1 + \frac{\beta(f_k - f_v)}{(1-f_v)(1-\sigma)} \frac{dT_m}{dx} U_1 \quad (6)$$

$$\frac{dT_m}{dx} = \frac{\dot{H}_2 - \frac{1}{2} \text{Re} \left[p_1 \tilde{U}_1 \left(1 - \frac{f_k - \tilde{f}_v}{(1+\sigma)(1-\tilde{f}_v)} \right) \right]}{\frac{\rho_m c_p |U_1|^2}{2A_{gas} \omega (1-\sigma) |1-f_v|^2} \text{Im}(f_k + \tilde{f}_v) - A_{gas} k_{gas} + A_{solid} k_{solid}} \quad (7)$$

$$\frac{\partial \dot{E}_2}{\partial x} = \frac{1}{2} \text{Re} \left[U_1 \frac{\partial p_1}{\partial x} + p_1 \frac{\partial U_1}{\partial x} \right] \quad (8)$$

เนื่องจากตัวแปร p_1 และ U_1 เป็นจำนวนเชิงซ้อน ดังนั้นในชุดสมการเชิงซ้อนข้างต้นจึงแบ่งย่อยออกเป็น 5 สมการสำหรับตัวแปรดังนี้ $\text{Re}[p_1]$, $\text{Im}[p_1]$, $\text{Re}[U_1]$, $\text{Im}[U_1]$ และ T_m ดังนั้นเพื่อต้องการหาผลเฉลยของตัวแปรดังกล่าว จึงต้องอินทิเกรตชุดสมการอนุพันธ์ที่ (5)-(7) โดยจำเป็นต้องมีเงื่อนไขขอบเขต 5 เงื่อนไขที่ปลายด้านหนึ่งของส่วนย่อยนั้นๆ โดยเงื่อนไขขอบเขตจะเป็นส่วนจำนวนจริงและจินตภาพของความดัน ส่วนจำนวนจริงและจินตภาพของความเร็ว และอุณหภูมิเฉลี่ย เมื่อเงื่อนไขขอบเขตได้ถูกกำหนดไว้ที่ปลายเริ่มต้นของส่วนย่อยแรกแล้ว ก็สามารถหาผลเฉลยของ $\text{Re}[p_1]$, $\text{Im}[p_1]$, $\text{Re}[U_1]$, $\text{Im}[U_1]$ และ T_m ที่ปลายอีกด้านของส่วนย่อยนั้นได้ และค่าผลเฉลยดังกล่าวก็จะกลายเป็นเงื่อนไขขอบเขตเริ่มต้นของการคำนวณในส่วนย่อยถัดมาอย่างต่อเนื่อง โดยในการอินทิเกรตจะใช้วิธี Newton-Raphson และ Runge Kutta อันดับสี่ เพื่อให้ได้ผลเฉลยที่สอดคล้องกับเงื่อนไขขอบเขตที่กำหนดไว้ จึงจำเป็นต้องมีการคำนวณซ้ำ โดยการปรับค่าตัวแปรที่คำนวณแล้วในส่วนย่อยที่ผ่านมา แล้วคำนวณซ้ำใหม่ต่อไปจนกว่าจะได้ผลเฉลยที่ต้องการ และสอดคล้องกับทุกเงื่อนไขขอบเขต ซึ่งต้องอาศัยระเบียบวิธีการยิง (shooting method)

สำหรับเงื่อนไขขอบเขตในการออกแบบระบบเทอร์โมอะคูสติกนี้ ความเร็วต้องมีค่าเป็นศูนย์ที่ปลายทั้งสองด้านของทอริโซเนเตอร์ เนื่องจากผนังที่ปลายท่อไม่สามารถเคลื่อนที่ได้ และจากสมการอนุรักษ์โมเมนตัม เมื่อความเร็วมีค่าเท่ากับศูนย์ที่ปลาย ทำให้เกรเดียนต์ของความดัน $\partial p_1 / \partial x = 0$ ด้วย นอกจากนี้ การถ่ายเทความร้อนระหว่างระบบและสิ่งแวดล้อมเกิดขึ้นผ่านทางเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเท่านั้น และสมมุติว่าไม่เกิดการสูญเสียความร้อนใด ๆ ผ่านผนังท่อต่าง ๆ ซึ่งรายละเอียดของการคำนวณสามารถอ่านเพิ่มเติมได้จาก [16]

เพื่อให้ได้สมรรถนะการทำงานที่เหมาะสมที่สุด จึงจำเป็นต้องปรับเปลี่ยนขนาดทางกายภาพของแต่ละชิ้นส่วน ซึ่งในที่นี้ประกอบด้วย ตำแหน่งการวาง,

r_h , สัดส่วนความเป็นรูปพรุน, ความยาวของ STK และ REG ในหน่วยต่างๆ นอกจากนั้นยังมีความยาวและ สัดส่วนความเป็นรูปพรุนของ HHX และ AHX ซึ่งในที่นี้ ใช้กระบวนการค้นหาแบบหลายตัวแปร (Univariate search method)

เพื่อประเมินความสามารถในการทำความเย็นของ เครื่องทำความเย็นที่ขับเคลื่อนโดยเครื่องยนต์แบบลดหลั่น หลายชั้น ดังนั้นค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) ของ เครื่องทำความเย็นจึงนิยามไว้ดังนี้ [17-19]

$$COP = \frac{\dot{Q}_{load}}{\dot{E}_{2,R}} \quad (9)$$

เมื่อ $\dot{Q}_{load}$ คือภาระทำความเย็น และ $\dot{E}_{2,R}$ คือ กำลังอะคูสติคที่ใช้ในเครื่องทำความเย็นซึ่งสามารถ คำนวณได้จากสมการที่ (8) ดังนั้นค่าสัมประสิทธิ์ สมรรถนะเมื่อเทียบกับคาร์โนต์ (COPR) จึงสามารถ นิยามได้ดังนี้ [17-19]

$$COPR = \frac{COP}{COPC} \quad (10)$$

$$\text{และ} \quad COPC = \frac{T_C}{T_{amb} - T_C} \quad (11)$$

เมื่อ T_C และ T_{amb} คืออุณหภูมิสัมบูรณ์ของ CHX_R และอุณหภูมิสัมบูรณ์ของ AHX_R โดยค่า COPR นิยมใช้ ในการเปรียบเทียบสมรรถนะการทำงานของเครื่องทำ ความเย็นที่มีระดับอุณหภูมิแตกต่างกัน

3. อุปกรณ์การทดลอง

เครื่องต้นแบบที่แสดงในรูปที่ 3 ถูกสร้างขึ้นพร้อมกับ แสดงตำแหน่งการติดตั้งเครื่องมือวัดต่าง ๆ ได้แก่ อุณหภูมิ และความดัน โดย AHX ทั้งหมดในที่นี้ถูก ออกแบบเป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลขวาง กันที่ทำมาจากแท่งอลูมิเนียมกลม โดยช่องการไหลของ สารทำงานเกิดจากกลุ่มของรูเจาะจำนวนมากในทิศทางที่ ขนานกับทิศทางของท่อรีไซเคิล และมีการระบาย ความร้อนด้วยน้ำที่ไหลผ่านรูเจาะที่สร้างขึ้นในทิศตั้งฉาก กับทิศทางการไหลของสารทำงาน

โดย STK และ REG สำหรับเครื่องยนต์และเครื่อง ทำความเย็นเทอร์โมอะคูสติคทำมาจากแผ่นดาบยัดก๊าส แตนเลสซึ่งมีรัศมีไฮดรอลิกที่ต่างกัน แล้วถูกตัดเป็น แผ่นวงกลมและนำมาเรียงอัดแน่นซ้อนกันจนได้ความหนา ตามที่คำนวณได้จากโปรแกรม DeltaEC นอกจากนี้ ระหว่างแต่ละหน่วยของระบบยังมี TBT ซึ่งทำมาจาก ท่อสแตนเลส 304L วางคั่นกลางด้วย สำหรับท่อรีไซเคิล เทอร์และกระเปาะดันทางและปลายทางได้ทำมาจากท่อ PVC เกรด 8.5 ซึ่งรายละเอียดและขนาดของแต่ละ ชิ้นส่วนของเครื่องต้นแบบได้แสดงไว้ในตารางที่ 1

ตารางที่ 1 รายละเอียดและขนาดของเครื่องต้นแบบ

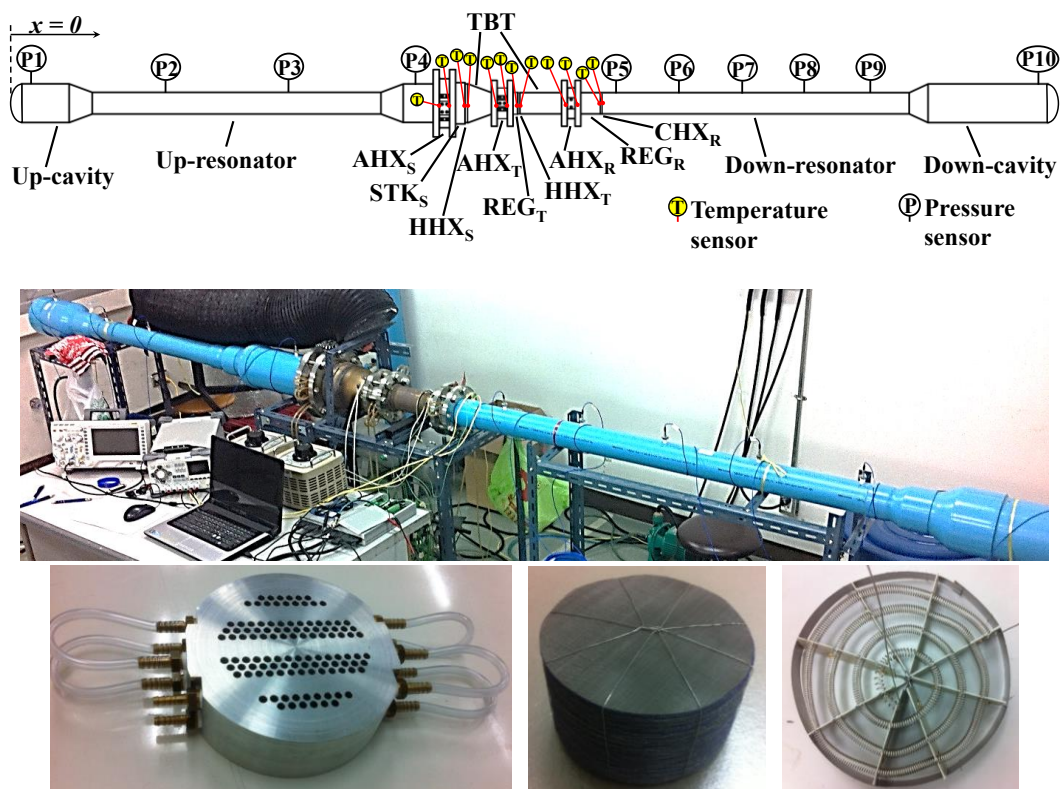
Parts name	Design features	Dia. (mm)	Length (cm)	Porosity	Mesh (w/in)	Wire dia (μm)
Up-cavity	6" PVC pipe	150	25			
Up-resonator	3" PVC pipe	81	107			
Up-resonator	6" PVC pipe	150	38			
Standing-wave unit						
AHX	Cross-flow HX	156	4	34%		
STK	Mesh screens	156	6.6	78%	10	710
HHX	Heating wire	156	1	85%		
TBT	Reducer 6"-3"	156-83	15			
Travelling-wave unit						
AHX	Cross-flow HX	83	4	24%		
REG	Mesh screens	83	4.4	72%	60	152
HHX	Heating wire	83	1	80%		
TBT	3" SS pipe	83	20			
Travelling-wave refrigerator						
AHX	Al HX	83	3	35%		
REG	Mesh screens	81	3-6	66-74%	40-100	111-213
CHX	Heating wire	81	1	80%		
Down-resonator	3" PVC pipe	81	155			
Down-cavity	6" PVC pipe	150	69			

สำหรับ HHX ในเบื้องต้น จำลองด้วยขดลวดความต้านทานไฟฟ้า Ni-Cr เพื่อหลีกเลี่ยงปัญหาเขม่าควันที่เกิดจากการเผาไหม้ภายในห้องปฏิบัติการ และ CHX_R ก็เช่นเดียวกัน ถูกจำลองด้วยขดลวดความต้านทาน เพื่อความสะดวกในการคำนวณภาระทำความเย็นที่ผลิตได้จาก ระบบ โดยกำลังไฟฟ้าที่ป้อนให้กับ HHX ของหน่วย เครื่องยนต์ทั้งสองและ CHX_R ถูกควบคุมโดย Variac และ DC Power Supply ซึ่งแยกการควบคุมอย่างอิสระต่อกัน

ในการทดสอบนี้ ได้ทำการวัดการกระจายตัวของ อุณหภูมิและความดันที่ตำแหน่งต่างๆ ภายในชุดทดสอบ โดยใช้เซ็นเซอร์วัดความดันชนิด piezoelectric ของ PCB PIEZOTRONICS รุ่น 113B28 จำนวน 10 ตัว

(P1-P10) ติดตั้งที่ตำแหน่งต่างๆ ดังแสดงในรูปที่ 3 โดยเซ็นเซอร์วัดความดัน P1-P4 ถูกติดตั้งตามทอริโซนเตอร์ต้นทาง และเซ็นเซอร์วัดความดัน P5-P10 ถูกติดตั้งตามทอริโซนเตอร์ปลายทาง ซึ่งเซ็นเซอร์วัดความดันนี้วัดค่าแอมพลิจูด ความถี่ และเฟสของคลื่นความดัน เพื่อใช้ในการคำนวณกำลังอะคูสติกที่ตำแหน่งต่าง ๆ ของระบบ

สำหรับการกระจายตัวของอุณหภูมิภายในชุดทดสอบถูกวัดโดยเทอร์โมคัปเปิลชนิด K จำนวน 12 จุด (T1-T12) โดยวัดอุณหภูมิ 4 ตำแหน่งใน SWU, 5 ตำแหน่งใน TWU และ 3 ตำแหน่งในเครื่องทำความเย็น ดังแสดงในรูปที่ 3 โดยสัญญาณความดันและอุณหภูมิได้ถูกต่อผ่าน signal conditioner และถูกบันทึกโดยอุปกรณ์บันทึกข้อมูลความไวสูง



รูปที่ 3 แผนภาพและภาพถ่ายของเครื่องต้นแบบพร้อมทั้งตำแหน่งการวัด

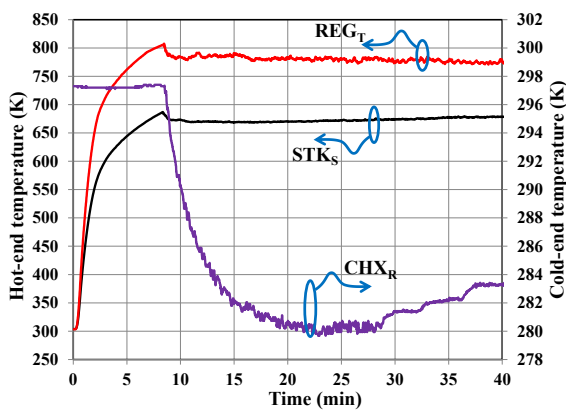
4. ผลการทดลองและวิจารณ์

ในการทดลองนี้ได้ทำการศึกษาถึงอิทธิพลของความยาวและรัศมีไฮดรอลิกส์ (r_h) ของ REG_R รวมถึงระดับของพลังงานป้อนเข้า HHX_T ที่มีผลต่อสมรรถนะการทำความเย็นของระบบ โดยในทุกการทดลองระดับพลังงานป้อนเข้า HHX_S ถูกกำหนดให้คงที่ 940 W แต่ระดับพลังงานป้อนเข้า HHX_T เปลี่ยนแปลงสองระดับคือ 145 และ 180 W

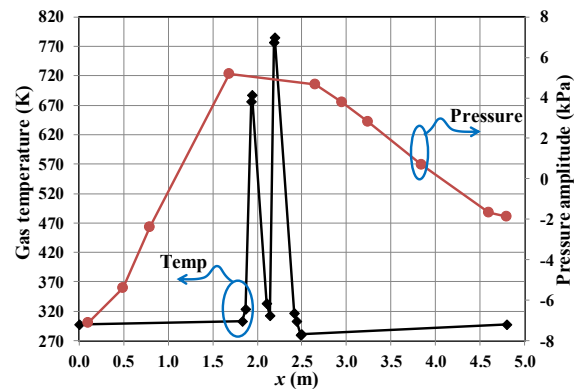
จากรูปที่ 4 อุณหภูมิปลายด้านร้อนของ STK_S และ REG_T เพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว เมื่อพลังงานความร้อนถูกป้อนให้กับ HHX_S และ HHX_T แต่ในขณะที่อุณหภูมิปลายด้านเย็นของ REG_R ไม่มีการเปลี่ยนแปลง ทั้งนี้เมื่อเกิดการแกว่งไกวขึ้นในนาทิตี่ 8 อุณหภูมิของทั้งหน่วยเครื่องย่นและเครื่องทำความเย็นได้ลดลงอย่างต่อเนื่อง หลังจากนั้นก็ปรับตัวเข้ากับสภาวะโหลดในระบบจนกระทั่งเข้าสู่สภาวะคงตัว (นาทิตี่ 25) โดยอุณหภูมิของหน่วยเครื่องย่นลดลง เนื่องจากสารทำงานในระบบเกิด

การเคลื่อนที่ ซึ่งทำให้ประสิทธิภาพในการแปลงพลังงานสูงขึ้น ส่วนอุณหภูมิ CHX_R ที่ลดลง เกิดขึ้นเนื่องจากผลของเทอร์โมอะคูสติก และเมื่อระบบอยู่ในสภาวะคงตัวแล้ว ก็ทำการป้อนภาระทำความเย็นให้กับ CHX_R (ตั้งแต่หน้าที่ 28) เพื่อวัดสมรรถนะในการทำความเย็น

ในสภาวะคงตัวก่อนทำการป้อนภาระทำความเย็น การกระจายตัวของอุณหภูมิสารทำงานและแอมพลิจูดความดันตลอดความยาวของชุดทดสอบแสดงในรูปที่ 5 ซึ่งเห็นได้ชัดเจนว่า อุณหภูมิภายในท่อรีโซเนเตอร์ค่อนข้างคงที่เท่ากับอุณหภูมิแวดล้อม และอุณหภูมิของ AHX ในหน่วยเครื่องยนต์ทั้งสอง ($x=2.1$ และ 2.4 ม.) มีค่าใกล้เคียงกับอุณหภูมิแวดล้อม นั้นแสดงให้เห็นว่า ท่อ TBT และ AHX สามารถทำงานได้เป็นอย่างดี ส่วนการกระจายตัวของแอมพลิจูดความดันมีลักษณะคล้ายกับหนึ่งลูกคลื่นที่ไม่สมมาตร ซึ่งมีค่าแอมพลิจูดความดันสูงสุดที่ปลายกระเปาะดันทาง เนื่องจากบริเวณดันทางมีความต้านทานที่น้อยกว่าบริเวณปลายทาง

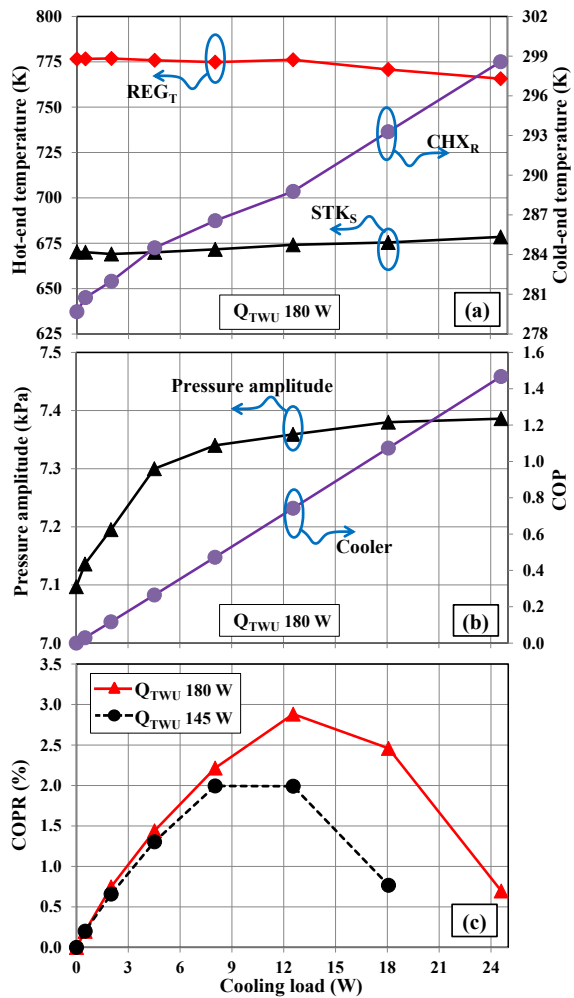


รูปที่ 4 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของ HHXs, HHXT และ CHXR ตามเวลา



รูปที่ 5 การเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิสารทำงานและแอมพลิจูดความดันตลอดความยาวของระบบ

เมื่อภาระทำความเย็นถูกป้อนให้กับ CHX_R เป็นผลให้อุณหภูมิของมันเองเพิ่มขึ้นตามภาระที่ป้อนให้ และอุณหภูมิของ STK_S เพิ่มขึ้น แต่อุณหภูมิของ REG_T ลดลง ดังแสดงในรูปที่ 6(a) โดยอุณหภูมิที่เพิ่มขึ้นของ STK_S เกิดขึ้นจากภาระโหลดในระบบที่เพิ่มขึ้น ซึ่งส่งผลให้กำลังอะคูสติกที่ผลิตโดย STK_S เพิ่มขึ้น โดยกำลังอะคูสติกจะแปรผันตามอุณหภูมิของ STK_S ส่วนการลดลงของอุณหภูมิ REG_T สามารถอธิบายได้จากตำแหน่ง sweet spot (ตำแหน่งที่ $\phi_z = 0^\circ$) ได้เลื่อนเข้าใกล้ REG_T เมื่อภาระทำความเย็นเพิ่มขึ้น ซึ่งเป็นผลให้ประสิทธิภาพในการแปลงพลังงานของ REG_T สูงขึ้น ดังนั้นอุณหภูมิที่ต้องการสำหรับ REG_T จึงลดลง



รูปที่ 6 ผลของภาระการทำความเย็นที่มีต่ออุณหภูมิ
และสมรรถนะการทำความเย็นของระบบ

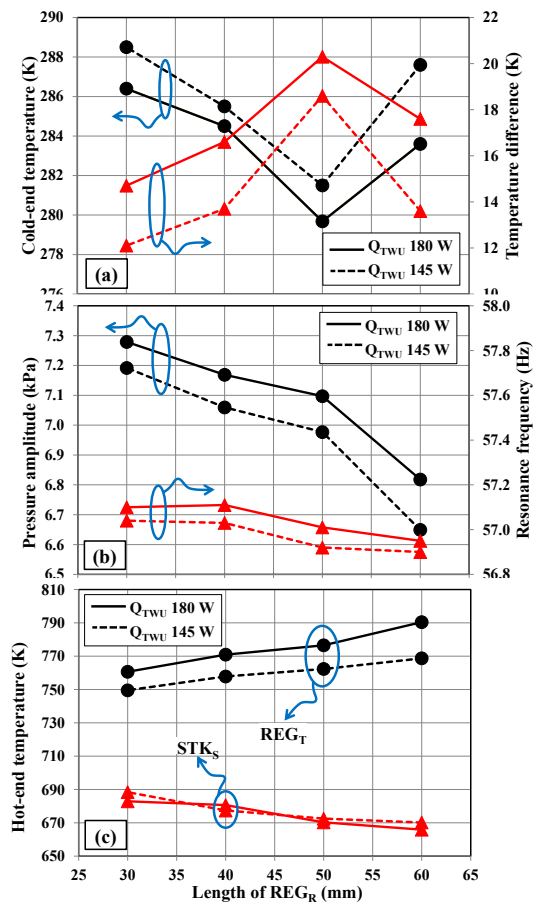
ในรูปที่ 6(b) แอมพลิจูดความดันที่วัดได้จากเซ็นเซอร์ P10 ซึ่งเป็นตำแหน่งที่มีค่าสูงสุด มีค่าเพิ่มขึ้นตามภาระทำความเย็น เนื่องจากภาระโหลดที่เพิ่มให้กับระบบ ส่งผลให้ระบบต้องการกำลังอะคูสติกที่เพิ่มขึ้น และเมื่อภาระทำความเย็นมีค่าเพิ่มขึ้น ยิ่งทำให้ COP มีค่าเพิ่มขึ้นอย่างเป็นเชิงเส้น ทั้งนี้เนื่องจากกำลังอะคูสติกที่ใช้ใน REG_R เปลี่ยนแปลงเล็กน้อยเมื่อเทียบกับภาระทำความเย็น ดังนั้นจะเห็นได้ว่า COP ไม่มีนัยสำคัญใด ๆ ต่อการวิเคราะห์ เนื่องจากพิจารณาเพียงปริมาณความร้อนเท่านั้น โดยไม่คำนึงถึงระดับของอุณหภูมิ ด้วยเหตุนี้จึงควรวิเคราะห์บนพื้นฐานของ COPR ดังแสดงในรูปที่ 6(c) ซึ่งพบว่า เมื่อภาระทำความเย็นเพิ่มขึ้น ก็ทำให้ COPR มีค่าสูงขึ้น เนื่องจากเทอม COP ที่เพิ่มขึ้น แต่ถ้ายิ่งเพิ่มภาระทำ

ความเย็นมากขึ้นอีก จะเป็นผลให้ COPR มีค่าลดลง เนื่องจากผลต่างของอุณหภูมิคร่อม REG_R ที่น้อยลง สำหรับ Q_{TWU} เท่ากับ 180 W ค่าสูงสุดของ COPR เกิดขึ้นที่ภาระทำความเย็น 13 W และถ้า Q_{TWU} มีปริมาณน้อยลง ก็ทำให้ COPR มีค่าลดลงด้วย นอกจากนี้จุดสูงสุดของ COPR ยังเกิดขึ้นที่ตำแหน่งที่มีภาระทำความเย็นต่ำลงด้วย

รูปที่ 7 แสดงถึงอิทธิพลของความยาวของ REG_R ที่มีการเปลี่ยนแปลงของระบบในสภาพไม่มีการทำความเย็น โดยพบว่า เมื่อความยาวของ REG_R เพิ่มขึ้น อุณหภูมิของ CHX_R ลดลง จนกระทั่งต่ำสุดที่ความยาว 50 มม. แล้วจึงเพิ่มขึ้นดังแสดงในรูป 7(a) เนื่องจากความยาวของ REG_R ที่เพิ่มขึ้น ส่งผลให้เครื่องทำความเย็นสามารถเปลี่ยนกำลังอะคูสติกมาสร้างเป็นผลต่างอุณหภูมิคร่อม REG_R ได้มากขึ้น แต่ในขณะเดียวกันก็เป็นการเพิ่มการสูญเสียกำลังอะคูสติกเนื่องจากความหนืดด้วย ดังนั้นถ้า REG_R มีความยาวมากเกินไป ก็จะส่งผลเสียต่อระบบ นอกจากนี้ยังพบว่า ถ้าระดับพลังงานที่ป้อนให้กับ HHX_T เพิ่มขึ้น ก็ยิ่งทำให้อุณหภูมิของ CHX_R ลดต่ำลง ส่วนผลต่างของอุณหภูมิคร่อม REG_R ก็มีลักษณะที่คล้ายกัน แต่มิที่ตรงกันข้าม

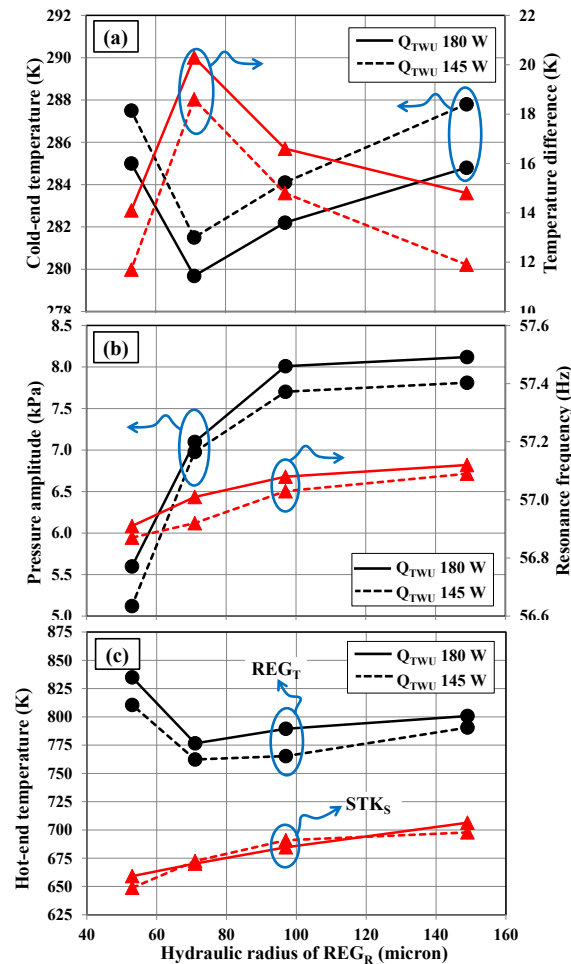
ในรูปที่ 7(b) แสดงให้เห็นว่า แอมพลิจูดความดันมีค่าน้อยลง ทั้งนี้เป็นเพราะความต้านทานในระบบที่เพิ่มขึ้นตามความยาว REG_R ทำให้ความเร็วของสารทำงานลดลง ซึ่งเป็นผลให้แอมพลิจูดความดันลดลงตามสมการที่ (5) ความถี่ไรโซแนนท์ในระบบก็ลดลงเมื่อความยาว REG_R เพิ่มขึ้น โดยความถี่จะแปรผกผันตรงกับอุณหภูมิเฉลี่ยในระบบ ซึ่งสิ่งนี้สามารถพิสูจน์ได้จากการลดลงของอุณหภูมิ STK_S ดังแสดงในรูปที่ 7(c) ถึงแม้ว่าอุณหภูมิ REG_T จะเพิ่มขึ้นก็ตาม แต่พื้นที่หน้าตัดของ SWU มีขนาดใหญ่กว่า TWU ก่อนข้างมาก ซึ่งอุณหภูมิ REG_T เพิ่มขึ้นเนื่องจาก sweet spot ได้เลื่อนเข้าใกล้ REG_R เมื่อเพิ่มความยาว REG_R ดังที่ได้อธิบายแล้ว ด้วยเหตุนี้จึงทำให้ค่าอิมพลีแดนซ์ใน STK_S ลดลง ซึ่งส่งผลให้อุณหภูมิที่ต้องการใน STK_S ลดลง นอกจากนี้ระดับของ Q_{TWU} ยัง

มีผลน้อยมากต่ออุณหภูมิ STK_S แต่มีผลอย่างชัดเจนต่ออุณหภูมิ REG_T , $|p_1|$ และความถี่



รูปที่ 7 อิทธิพลของความยาวของรีเจนเนอเรเตอร์ของเครื่องทำความเย็นที่มีต่ออุณหภูมิ ความดัน และความถี่ของระบบ

อิทธิพลของ r_h ของ REG_R ที่มีต่อการสภาวะการทำงานในระบบในสภาพไม่มีภาระทำความเย็นแสดงในรูปที่ 8 ซึ่งผลการทดลองที่ได้มีลักษณะคล้ายคลึงกับกรณีของความยาว REG_R กล่าวคือ เมื่อ r_h มีค่าน้อยลง (มีผิวสัมผัสมากขึ้น) ทำให้การเกิดปฏิสัมพันธ์ระหว่างสารทำงานและแผ่นโลหะเพิ่มขึ้น แต่ในขณะเดียวกันก็ก่อให้เกิดการสูญเสียเนื่องจากความหนืดเพิ่มขึ้นด้วย ด้วยเหตุนี้จึงเกิดค่า r_h ที่เหมาะสมที่ทำให้ได้อุณหภูมิ CHX_R ต่ำสุดคือ $71 \mu m$ ดังแสดงในรูปที่ 8(a) ในทำนองเดียวกัน ถ้าระบบมีความต้านทานมากขึ้น (r_h มีค่าน้อยลง) ก็เป็นผลให้ความเร็วลดลง และส่งผลต่อการลดลงของ $|p_1|$ ดังแสดงในรูปที่ 8(b) ส่วนการเพิ่มขึ้นของความถี่สามารถอธิบายได้จากการเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิ STK_S ในรูปที่ 8(c) ที่เกิดจาก sweet spot เลื่อนออกจาก CHX_R ไปยัง REG_R เมื่อ r_h มีค่าเพิ่มขึ้น ซึ่งทำให้มีฟิล์มเดนซ์ใน STK_S มีค่าเพิ่มขึ้น ซึ่งมีผลต่ออุณหภูมิโดยตรง



รูปที่ 8 อิทธิพลของรัศมีไฮดรอลิกส์ของรีเจเนอเรเตอร์ของเครื่องทำความเย็นที่มีต่ออุณหภูมิ, ความดัน และความถี่ของระบบ

นอกจากนี้ เมื่อ sweet spot เลื่อนไปยังปลายด้านร้อนของ REG_R ก็จะทำให้อุณหภูมิ REG_T ลดต่ำลง และเมื่อ sweet spot เลื่อนผ่านไปยังปลายอีกด้านหนึ่งของ REG_R ก็ทำให้อุณหภูมิ REG_T เพิ่มสูงขึ้น เนื่องจาก REG_R จะมีประสิทธิภาพในการแปลงพลังงานสูงสุดเมื่อ sweet spot อยู่ใกล้กับปลายด้านร้อนของ REG_R

5. สรุป

งานวิจัยนี้ได้ทำการออกแบบและสร้างเครื่องยนต์เทอร์โมอะคูสติกแบบลดหลั่นหลายขั้นสำหรับใช้ขับเคลื่อนเครื่องทำความเย็นเพื่อใช้ในชุมชนที่อยู่ห่างไกลจากสายส่งไฟฟ้า เพื่อให้ได้เครื่องต้นแบบราคาถูก สารทำงานจึงเลือกใช้เป็นอากาศที่ความดันบรรยากาศ งานวิจัยนี้ยังได้

ศึกษาถึงอิทธิพลของความยาวและ r_h ของ REG_R รวมถึงระดับของ Q_{TWU} ที่มีผลต่อสมรรถนะการทำความเย็นของระบบ โดยพบว่า ความยาวที่เพิ่มขึ้นหรือค่า r_h ที่ลดลงของ REG_R ทำให้เกิดผลต่างอุณหภูมิคร่อม REG_R มากขึ้น แต่ในทำนองตรงข้ามถ้าปริมาณดังกล่าวมีค่าเพิ่มขึ้นหรือลดลงมากเกินไปจะเป็นผลเสียต่อระบบเนื่องจากการสูญเสียกำลังอะคูสติกที่มากเกินไป

โดยเครื่องทำความเย็นนี้สามารถลดอุณหภูมิได้ต่ำถึง 279.7 K (6.7°C) ในสภาพไม่มีภาระทำความเย็น และสามารถทำความเย็นได้สูงสุด 26 W ซึ่งถือว่าเพียงพอสำหรับใช้งาน และมีค่า COPR สูงสุดเท่ากับ 2.9% ที่ภาระทำความเย็น 13 W โดยเครื่องต้นแบบนี้ยังต้องปรับปรุงต่อไปเพื่อให้สามารถใช้งานได้จริงในถิ่น

ทุรกันดาร โดยการติดตั้งชุดให้ความร้อนจากการเผาไหม้
ชีวมวลและชุดห้องเย็นเพิ่ม

6. กิตติกรรมประกาศ

คณะวิจัยขอขอบคุณทุนสนับสนุนการวิจัยจาก
งบประมาณแผ่นดิน มหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์ ประจำปี
2558 สัญญาเลขที่ 018/2558

รายการสัญลักษณ์

A	พื้นที่หน้าตัด, m ²
a	ความเร็วของเสียง, m/s
AHX	เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนอุณหภูมิแวดล้อม
CHX	เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแหล่งอุณหภูมิต่ำ
c _p	ความจุความร้อนจำเพาะ, J/kg-K
COP	ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ
COPC	ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของคาร์โนต์
COPR	ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะเมื่อเทียบกับคาร์โนต์
d	เส้นผ่านศูนย์กลาง, m
$\dot{E}_2$	กำลังอะคูสติค, W
$\dot{E}_{2,R}$	กำลังอะคูสติคที่ใช้ในเครื่องทำความเย็น
f	ความถี่, Hz
HHX	เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแหล่งอุณหภูมิสูง
$\dot{H}_r$	อัตราการไหลของพลังงานรวม, W
i	$\sqrt{-1}$
Im[-]	จำนวนจินตภาพของจำนวนเชิงซ้อน
k	ค่าการนำความร้อน, W/m-K
p _i	แอมพลิจูดของความดัน, Pa

$\dot{Q}$	อัตราการถ่ายเทความร้อน, W
$\dot{Q}_{load}$	ภาระทำความเย็น, W
Re[-]	จำนวนจริงของจำนวนเชิงซ้อน
REG	รีเจนเนอเรเตอร์
r _h	รัศมีไฮดรอลิกส์, m
STK	สแตก
T	อุณหภูมิ, K, °C
t	เวลา, s
T _{amb}	อุณหภูมิสัมบูรณ์ของ AHX _R
TBT	ท่อเทอร์โมลัปเฟอว์
T _c	อุณหภูมิสัมบูรณ์ของ CHX _R
U ₁	แอมพลิจูดของความเร็วเชิงปริมาตร, m ³ /s
x	ระยะทาง, m
Z	อิมพีแดนซ์อะคูสติค, Pa-s/m ³
β	สัมประสิทธิ์การขยายตัวเชิงความร้อน, K ⁻¹
γ	ค่าอัตราส่วนความจุความร้อนจำเพาะ
$\delta_k = \sqrt{k/\pi f \rho_m c_p}$	ระยะทะลุทะลวงทางความร้อน, m
σ	ตัวเลข Prandtl
φ _z	เฟสของอิมพีแดนซ์, rad
ω	ความถี่เชิงมุม, s ⁻¹
ตัวห้อย	
l	จำนวนเชิงซ้อนของค่าแอมพลิจูด
m	ค่าเฉลี่ย
R	เครื่องทำความเย็น
S, SWU	หน่วยคลื่นนิ่ง
T, TWU	หน่วยคลื่นเคลื่อนที่

เอกสารอ้างอิง

- [1] Sarbu, I. A review on substitution strategy of non-ecological refrigerants from vapour compression-based refrigeration, air-conditioning and heat pump systems. *International Journal of Refrigeration*, 2014; 46: 123-141.
- [2] Cecchinato, L., Chiarello, M., and Corradi, M. Design and experimental analysis of a carbon dioxide transcritical chiller for commercial refrigeration. *Applied Energy*, 2010; 87: 2095-2101.
- [3] Bortolini, M., Gamberi, M., Gamberini, R., Graziani, A., Lolli, F., and Regattieri, A. Retrofitting of R404a commercial refrigeration systems using R410a and R407f refrigerants. *International Journal of Refrigeration*, 2015; 55: 142-152.
- [4] Sarkar, J. Ejector enhanced vapor compression refrigeration and heat pump systems—A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2012; 16: 6647-6659.

- [5] Garrett, S. L., Hofler, T. J., and Perkins, D. K. Thermoacoustic refrigeration. The Alternative Fluorocarbons Environmental Acceptability Study, Refrigeration and Air conditioning Technology Workshop, 1993.
- [6] Adeff, J. A. and Hofler, T. J. Design and construction of a solar powered thermoacoustically driven thermoacoustic refrigerator. *Journal of Acoustical Society of America*, 2000; 107: 37–42.
- [7] Gardner, D. L. and Howard, C. Q. Waste-heat-driven thermoacoustic engine and refrigerator. ACOUSTICS, Adelaide, Australia, 2009.
- [8] De Blok, K. Low operating temperature integral thermoacoustic devices for solar cooling and waste heat recovery. *Journal of Acoustical Society of America*, 2008; 123: 3541-3541.
- [9] Dhuchakallaya, I. and Saechan, P. Numerical and experimental study on the stack geometry affecting on the cooling performance of the thermoacoustic refrigerator. *The Journal of KMUTNB*, 2015; 25: 381-392.
- [10] Ceperley, P. H. Gain and efficiency of a short traveling wave heat engine. *Journal of the Acoustical Society of America*, 1985; 77: 1239–1244.
- [11] Yazaki, T., Iwata, A., Maekawa, T., and Tominaga, A. Traveling wave thermoacoustic engine in a looped tube. *Physical Review Letters*, 1998; 81: 3128-3131.
- [12] Backhaus, S. N. and Swift, G. W. A thermoacoustic-stirling heat engine: detailed study. *Journal of the Acoustical Society of America*, 2000; 107: 3148-3166.
- [13] Gardner, D. L. and Swift, G. W. A cascade thermoacoustic engine. *Journal of the Acoustical Society of America*, 2003; 114: 1905-1919.
- [14] Hu, Z. J., Li, Q., Li, Q., and Li, Z. Y. A high frequency cascade thermoacoustic engine. *Cryogenics*, 2006; 46: 771-777.
- [15] Kang, H., Jiang, F., Zheng, H., and Jaworski, A. J. Thermoacoustic travelling-wave cooler driven by a cascade thermoacoustic engine. *Applied Thermal Engineering*, 2013; 59: 223-231.
- [16] Ward, B. , Clark, J. , and Swift, G. W. Design Environment for Low-Amplitude Thermoacoustic Energy Conversion. DELTAEC version 6.2: Users Guide: Los Alamos National Laboratory, 2008.
- [17] Tijani, M.E.H. Loudspeaker-driven thermos-acoustic refrigeration. Thesis, University of Eindhoven, Netherlands, 2001.
- [18] Akhavanbazaz, M. Design, analysis, testing and development of a thermoacoustic system for refrigeration applications. Thesis, Concordia University, Canada, 2004.
- [19] Paek, I. Performance characterization of thermoacoustic cooler components and systems. Thesis, Purdue University, Indiana, 2005.