

#### การออกแบบเครื่องยนต์เทอร์โบร์โมอะกูสติกที่เหมาะสม

## Optimal Design of the Thermoacoustic Engine

ອີເມຣັສ ນູ້ຈົກລິຢາ

Isares Dhuchakallaya

ภาควิชาศิวกรรมเครื่องกล คณะศิวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์ ศูนย์รังสิต จ.ปทุมธานี 12121

บทคัดย่อ

ในงานวิจัยนี้ทำการศึกษาออกแบบเครื่องยนต์เทอร์โนมอะคูสติกแบบคลื่นนิ่งให้มีประสิทธิภาพสูงที่สุด โดยเครื่องยนต์นี้ทำหน้าที่เปลี่ยนความแตกต่างของอุณหภูมิคร่อมวัสดุร้อนที่เหมาะสมให้กล้ายเป็นพลังงานอะคูสติกภายในชั้นของเบต่องเพิ่งสำหรับใช้ประโยชน์ต่อในเครื่องทำความเย็นแบบเทอร์โนมอะคูสติกในอนาคต โดยแบบจำลองคอมพิวเตอร์สร้างจากทฤษฎีเทอร์โนมอะคูสติกเชิงเส้น เพื่อศึกษาถึงอิทธิพลของลักษณะภายในภาชนะฯ ของเครื่องยนต์ที่มีต่อกำลังอะคูสติกที่ผลิตได้ ภายใต้สภาวะการทำงานของก๊าซไฮเดรียมที่ความดัน 40 บาร์ และมีความถี่ 400 เฮิรตซ์ โดยวัสดุร้อนที่ใช้เป็นแต่แบบแผ่นบางขนาดกัน และอัตราความร้อน 750 วัตต์ ถูกจ่ายให้กับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยอุณหภูมิคงที่ 800 เคลวิน ซึ่งเครื่องยนต์ที่ออกแบบนี้สามารถผลิตกำลังอะคูสติกได้สูงถึง 146 วัตต์ และมีแเอนพลิจูดความดันเป็น 310 กิโลปascals หรือเทียบเท่าอัตราส่วนการขับประมาณ 7.8% และให้ประสิทธิภาพในการแปลงพลังงานสูงถึง 19%

**คำสำคัญ:** การไฟลекแกร่ง, ไก่, คลื่นนิ่ง, เครื่องยนต์, เทอร์โบคูลัสติก, อะคูลัสติก

## Abstract

This research is to design a highly efficient standing-wave thermoacoustic engine. The thermoacoustic engine is functioned as converting the appropriate temperature gradient along the porous media into an acoustic energy within the solid boundaries in order to beneficially drive the thermoacoustic refrigerator in the future. The mathematical model which is based on a linear thermoacoustic theory is proposed to investigate the influence of various physical geometries of each component in the system on the acoustic power produced. Under the operating condition of helium as working fluid at pressure of 40 bar and frequency of 400 Hz, the parallel-plate stack is designed as porous media, and the heating power of 750 W is fed to the heat exchanger with a constant temperature of 800 K. The optimally designed engine can produce the acoustic power up to 146 W with the pressure amplitude of 310 kPa which is equivalent to the drive ratio of approximately 7.8%, and the efficiency of energy conversion provided is as high as 19%.

Keywords: Oscillating flow, Standing-wave, Engine, Thermoacoustic, Acoustic

## 1. บทนำ

เทอร์โมอะคูสติกเป็นการศึกษาถึงปฏิสัมพันธ์ระหว่างการถ่ายเทความร้อน (เทอร์โม) และการไฟฟ้าแบบแกร่ง ไกว (อะคูสติก) ของของไฟฟ้าทำงานภายในชั้นขอบเขตของแข็ง โดยทั่วไป อุปกรณ์เทอร์โมอะคูสติกสามารถแบ่งออกได้เป็น “เครื่องยนต์” และ “เครื่องทำความเย็น” ซึ่งขึ้นอยู่กับการใช้งานของผลเทอร์โมอะคูสติก (thermoacoustic effect) โดยเครื่องยนต์เทอร์โมอะคูสติกจะรับพลังงานความร้อนจากแหล่งอุณหภูมิแล้วจึงระบายความร้อนที่สูญเสียไปแล้ว แต่เพื่อผลิตพลังงานอะคูสติก (คลื่นความดัน) ที่มีการอัดตัวและขยายตัวอย่างต่อเนื่อง ในทำนองของกิน้ำเขื่องทำความเย็นเทอร์โมอะคูสติกจะใช้พลังงานอะคูสติกที่เกิดขึ้นในสถานการไฟฟ้าเพื่อส่งถ่ายความร้อนจากแหล่งอุณหภูมิค่าไปยังแหล่งอุณหภูมิสูง ส่งผลให้เกิดการขับความร้อน (heat pumping effect) ในชั้นผิวของแข็ง

โดยทั่วไปพลังงานอะคูสติกหรือคลื่นความดันได้ถูกผลิตขึ้นโดยใช้อัลเทอร์เรนเตอร์เชิงเส้น (linear alternator) หรือใช้ลำโพงกีดีเพิ่อให้สารทำงานเกิดการเคลื่อนที่แบบแกร่ง ไกว เนื่องจากง่ายและสะดวกต่อการประยุกต์ใช้งาน แต่อย่างไรก็ตามอุปกรณ์ดังกล่าวต้องการพลังงานไฟฟ้าในการขับเคลื่อน และยังมีชื้นส่วนที่เคลื่อนไหวด้วย ซึ่งส่งผลให้เพิ่มค่าใช้จ่ายในด้านการบำรุงรักษาและมีอายุการใช้งานที่ไม่ยาวนาน นอกจานี้ แอมเพลจูดและความถี่ของคลื่นความดันที่ผลิตขึ้นโดยอุปกรณ์เหล่านี้ก็ยังเป็นข้อจำกัดในการประยุกต์ใช้งาน กล่าวคือ ลำโพงไม่สามารถผลิตคลื่นความดันที่มีค่าแอมเพลจูดสูงได้เนื่องจากนี่จำกัดของวัสดุกรวยที่ใช้ในลำโพง แต่ในขณะที่อัลเทอร์เรนเตอร์เชิงเส้นสามารถสร้างความดันได้สูงกว่า เนื่องจากมีลักษณะคล้ายกับระบบออกซูบ แต่ก็มีราคาที่สูงกว่ามากเช่นกัน และยังไม่สามารถทำงานที่ความถี่สูงได้ด้วย ดังนั้นเครื่องยนต์เทอร์โมอะคูสติกจึงเป็นทางเลือกที่เหมาะสมสำหรับการผลิตคลื่นความดัน โดยเครื่องยนต์เทอร์โมอะคูสติกสามารถตอบสนองด้วยความต้องการทางด้านแอมเพลจูดและความถี่ของคลื่นได้ในช่วงที่กว้างกว่าอุปกรณ์ดังกล่าวทั้งหมด นอกจานี้ ในเครื่องยนต์เทอร์โมอะคูสติกยังไม่มีชื้นส่วนใดที่เคลื่อนไหวเมื่อเปรียบเทียบกับลำโพงหรืออัลเทอร์เรนเตอร์เชิงเส้น ซึ่งนับเป็นข้อได้เปรียบอย่างหนึ่งที่เด่นชัดมาก

คลื่นความดันที่เกิดขึ้นจากเครื่องยนต์เทอร์โมอะคูสติกสามารถนำไปใช้ประโยชน์หลักๆ ได้สองประเภทคือ เพื่อใช้ในการขับเคลื่อนทำความเย็นแบบเทอร์โมอะคูสติก [1, 2] หรือเพื่อใช้ในการผลิตพลังงานไฟฟ้าผ่านการนำคลื่นความดันไปขับลำโพงหรืออัลเทอร์เรนเตอร์เชิงเส้น [3, 4] แต่โดยส่วนใหญ่แล้วจะนิยมนำคลื่นอะคูสติกไปใช้ขับเคลื่อนทำความเย็นทั้งแบบเทอร์โมอะคูสติก [5-7] และแบบพัลซ์ทูป (pulse tube) [8, 9] ซึ่งสามารถทำอุณหภูมิค่าได้ถึง 63 เคลวิน ที่สภาวะไม่มีโอลด์ [10] ดังนั้นการนำคลื่นอะคูสติกไปประยุกต์ใช้งานในด้านการทำความเย็นจึงเป็นงานวิจัยที่น่าสนใจ แต่ก่อนอื่น ควรจะต้องผลิตคลื่นอะคูสติกที่เหมาะสมกับการใช้งานให้ได้ก่อน โดยใช้เครื่องยนต์เทอร์โมอะคูสติก นอกจานี้ เครื่องยนต์เทอร์โมอะคูสติกยังสามารถประยุกต์ใช้ได้กับแหล่งพลังงานคุณภาพค่า เช่น พลังงานความร้อนเหล็กทึบ หรือพลังงานแสงอาทิตย์ เป็นต้น [11-13] ดังนั้นในทุกวันนี้ งานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับเครื่องยนต์เทอร์โมอะคูสติก จึงเพิ่มขึ้นอย่างมาก [14-16] โดยมุ่งเน้นที่จะเพิ่มประสิทธิภาพการทำงานของเครื่องยนต์เทอร์โมอะคูสติกให้สูงขึ้น เช่น การเปลี่ยนสภาวะการทำงาน, ลักษณะกายภาพ, สารทำงาน, และการต่อผ่านเครื่องยนต์ เป็นต้น

สารทำงานที่ใช้ในระบบเทอร์โมอะคูสติกเป็นก๊าซที่เป็นมิตรกับสิ่งแวดล้อม ได้แก่ ก๊าซไฮเดรน ก๊าซไนโตรเจน ก๊าซเหลือด่างๆ เป็นต้น หรือแม้แต่อากาศก็ยังใช้เป็นสารทำงานได้ โดยสารทำงานที่ดีควรมีค่าความเร็วของเสียง และค่าการนำความร้อนที่สูง [17] หากการเปรียบเทียบพบว่า ก๊าซไฮเดรนให้คุณสมบัติที่เหมาะสมที่สุด โดยค่าความเร็วของเสียงที่สูงจะทำให้ระบบสามารถทำงานได้ที่ความถี่สูงๆ ส่งผลให้เครื่องมีขนาดเล็กลง สร้างค่าการนำความร้อนที่สูง จะช่วยเพิ่มระยะทางอุทกุลทางเชิงความร้อน ( $\delta_x$ ) ของสารทำงานในบริเวณสเตกเกอร์ จึงทำให้ระยะห่างของห้องในสเตกเกอร์น้ำดิบสูงขึ้น ส่งผลให้ค่าใช้จ่ายในการทำสารเตกถูกคล่อง

ดังนั้นในงานวิจัยนี้ จึงมุ่งเน้นศึกษาออกแบบเครื่องยนต์เทอร์โมอะคูสติกแบบคลื่นนึง ให้มีประสิทธิภาพสูงสุด เพื่อใช้เป็นเครื่องต้นกำลังสำหรับเครื่องทำความเย็นแบบเทอร์โมอะคูสติกต่อไปในอนาคต โดยสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ขึ้นเพื่อศึกษาถึงอิทธิพลของลักษณะกายภาพต่างๆ ที่มีผลต่อประสิทธิภาพของระบบ

## 2. แบบจำลองทางคณิตศาสตร์

ในการออกแบบเครื่องยนต์เทอร์โบรูโมอะกุสติก จำเป็นต้องสร้างแบบจำลองคณิตศาสตร์เพื่อศึกษาถึงอิทธิพลของลักษณะรูปร่างต่างๆ ของเครื่องยนต์เทอร์โบรูโมอะกุสติกแบบคลื่นนึงที่มีผลต่อความสามารถในการผลิตกำลังอะกุสติกจากทฤษฎีเทอร์โบรูโมอะกุสติกเชิงเส้นของ Rott [18] ตัวแปรอะกุสติกซึ่งประกอบด้วยค่าเฉลี่ยและค่าแก่ๆ ไกว สามารถประมาณได้ดังสมการต่อไปนี้

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

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

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

และ

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

เมื่อ  $p, U, T$  และ  $\rho$  คือความดัน, ความเร็วเชิงปริมาตร, อุณหภูมิ และความหนาแน่นของสารทำงาน โดยตัวห้อย  $m$  และ  $l$  คือค่าเฉลี่ยและจำนวนเชิงช้อนของแอมพอดิจูดของตัวแปรอะกุสติก ตัววน  $\operatorname{Re}[ ]$  คือจำนวนจริงของจำนวนเชิงช้อน และ  $\omega$  คือความถี่เชิงมุม เมื่อนำตัวแปรอะกุสติกเหล่านี้แทนลงในสมการอนุรักษ์โนเมนตัม สมการอนุรักษ์มวล และสมการอนุรักษ์พลังงาน สามารถจัดรูปใหม่ในเทอมของ อะกุสติกได้ดังสมการที่ 5, 6 และ 7

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

เมื่อ  $c_p, \gamma, k, A, \beta$  และ  $\sigma$  คือค่าความถูกความร้อนจำเพาะค่าอัตราส่วนความถูกความร้อนจำเพาะ ค่าการนำความร้อน พื้นที่หน้าตัด สัมประสิทธิ์การขยายตัวเชิงความร้อน และ

Prandtl ตามลำดับ ส่วน  $\operatorname{Im}[ ]$  คือจำนวนจินตภาพของจำนวนเชิงช้อน,  $\sim$  เป็นค่าอนุเกตของจำนวนเชิงช้อน และ  $\dot{H}_2$  เป็นอัตราการไหลของ流ของ流 สำหรับค่าฟังก์ชันรูปร่างทางความหนีด  $f_v$ , ฟังก์ชันรูปร่างทางความร้อน  $f_k$  และอัตราส่วนความถูกความร้อน  $\varepsilon_s$  จะมีรูปแบบสมการที่แตกต่างกันไปตามรูปร่าง สำหรับแต่ละที่ใช้เป็นกรณีศึกษาในงานวิจัยนี้มีลักษณะเป็นแผ่นแบนขนาดนักนั้น เนื่องจากให้ประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนสูง โดยมีฟังก์ชันรูปร่างและอัตราส่วนความถูกความร้อนตามสมการดังนี้

$$f_k = \frac{\tanh[(1+i)y_0/\delta_k]}{(1+i)y_0/\delta_k} \quad (8)$$

$$f_v = \frac{\tanh[(1+i)y_0/\delta_v]}{(1+i)y_0/\delta_v} \quad (9)$$

$$\varepsilon_s = \left( \frac{k\rho_m c_p}{k_s \rho_s c_s} \right)^{1/2} \frac{\tanh[(1+i)y_0/\delta_k]}{(1+i)l_0/\delta_s} \quad (10)$$

เมื่อ  $2y_0$  และ  $2l_0$  คือระยะห่างระหว่างแผ่นบางและความหนาของแผ่นบาง ส่วน  $\delta_k, \delta_v$  และ  $\delta_s$  คือระยะห่างระหว่างทางความร้อน, ทางหนีด และของชั้นขอบเขตของแผ่นตามลำดับ ซึ่งสามารถคำนวณได้จาก

$$\delta_k = \sqrt{\frac{2k}{\omega\rho c_p}} \quad (11)$$

$$\delta_v = \sqrt{\frac{2\mu}{\omega\rho}} \quad (12)$$

$$\frac{dU_1}{dx} = -\frac{i\omega A_{gas}}{\rho_m a^2} \left[ 1 + \frac{(\gamma-1)f_k}{1+\varepsilon_s} \right] p_1 + \frac{\beta(f_k - f_v)}{(1-f_v)(1-\sigma)(1+\varepsilon_s)} \frac{dT_m}{dx} U_1 \quad (6)$$

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

แลกเปลี่ยนความร้อนแหล่งอุณหภูมิสูง

$$\delta_s = \sqrt{\frac{2k_s}{\omega \rho_s c_{p,s}}} \quad (13)$$

สำหรับกำลังอะคูสติก ( $\dot{E}_2$ ) ที่เปลี่ยนแปลงภายใต้เครื่องยนต์เทอร์โนอะคูสติกซึ่งเกิดขึ้นจากการเปลี่ยนแปลงของความดันและความเร็วเชิงปริมาตรของสารทำงานภายในระบบสามารถคำนวณได้จาก

$$\frac{\partial \dot{E}_2}{\partial x} = \frac{1}{2} \operatorname{Re} \left[ \tilde{U}_1 \frac{\partial p_1}{\partial x} + \tilde{p}_1 \frac{\partial U_1}{\partial x} \right] \quad (14)$$

โดย  $\partial p_1 / \partial x$  และ  $\partial U_1 / \partial x$  คำนวณได้จากสมการอนุรักษ์โมเมนตัม (สมการที่ 5) และสมการอนุรักษ์มวล (สมการที่ 6) ส่วน  $\partial T_m / \partial x$  สามารถคำนวณได้จากสมการอนุรักษ์พลังงาน (สมการที่ 7) เมื่อทราบอัตราการไหลของพลังงานรวม ( $\dot{H}_2$ ) แล้ว

สำหรับระบบเทอร์โนอะคูสติกแบบคลื่นนั่นที่มีความยาวของสเตกสั้นมากเมื่อเทียบกับความยาวของคลื่น ( $\Delta x \ll \lambda$ ) ดังนั้นสมการที่ (14) จึงสามารถจัดรูปใหม่โดยใช้สมการประมาณของ Swift [19] ได้เป็นดังนี้

$$\begin{aligned} \dot{E}_2 &= \frac{1}{4} \Pi \delta_k \Delta x \frac{(\gamma - 1) \omega |p_1|^2}{\rho_m a^2 (1 + \varepsilon_s)} (\Gamma - 1) \\ &\quad - \frac{1}{4} \Pi \delta_v \Delta x \omega \rho_m \left( \frac{|U_1|}{A_{gas}} \right)^2 \end{aligned} \quad (15)$$

เมื่อ  $\Delta x$  คือความยาวของสเตก,  $\Pi$  คือเส้นรอบรูป

$$\text{เช่น, } \Gamma = \nabla T_m / \nabla T_{crit} \text{ และ } \nabla T_{crit} = \frac{T_m A_{gas} \beta \omega |p_1|}{\rho_m c_p |U_1|}$$

ในการออกแบบเพื่อหาสภาวะที่เหมาะสมที่สุด ด้วยสำหรับใช้ในการเปรียบเทียบคือ ค่าประสิทธิภาพการแปลงพลังงาน ( $\eta$ ) ซึ่งให้นิยามไว้ว่าดังนี้

$$\eta = \frac{\dot{E}_2}{\dot{Q}_{HHX}} \quad (16)$$

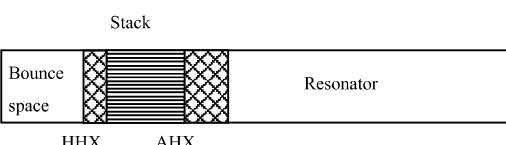
เมื่อ  $\dot{Q}_{HHX}$  คือปริมาณความร้อนที่ป้อนให้กับเครื่อง

### 3. ระเบียบวิธีการคำนวณเชิงตัวเลข

การออกแบบเชิงตัวเลขเพื่อให้ได้ลักษณะทางกายภาพที่เหมาะสมของเครื่องยนต์เทอร์โนอะคูสติกในงานวิจัยนี้ใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์ DeltaEC [20] ช่วยในการคำนวณโดยสมการอนุรักษ์มวล สมการอนุรักษ์โมเมนตัม และสมการอนุรักษ์พลังงานถูกคำนวณไปพร้อมๆ กัน เพื่อหาค่าการเปลี่ยนแปลงของตัวแปรอะคูสติกที่บ่งบอกถึงสภาวะของสารทำงาน ได้แก่ แอมพลิจูดความดัน ( $p_1$ ), แอมพลิจูดความเร็วเชิงปริมาตร ( $U_1$ ), อุณหภูมิเฉลี่ย ( $T_m$ ), กำลังอะคูสติก ( $E_2$ ) และอัตราการไหลของพลังงานรวม ( $\dot{H}_2$ ) ของแต่ละส่วนของเครื่องยนต์ ในรูปที่ 1 แสดงส่วนต่างๆ ของเครื่องยนต์ซึ่งประกอบด้วยห้องท่องเทือนกลับ (Bounce space), เครื่องแยกเปลี่ยนความร้อนแหล่งอุณหภูมิสูง (HHX), สเตก, เครื่องแยกเปลี่ยนความร้อนแหล่งอุณหภูมิแรกส้อม (AHX) และท่อเรโซแนเตอร์

ในการคำนวณ เริ่มต้นระบบจะถูกแบ่งออกเป็นส่วนย่อยๆ ตามที่กำหนด โดยมี 5 ตัวแปรคือ  $\operatorname{Re}[p_1]$ ,  $\operatorname{Im}[p_1]$ ,  $\operatorname{Re}[U_1]$ ,  $\operatorname{Im}[U_1]$ , และ  $T_m$  ที่ต้องหาผลเฉลยโดยการอินทิเกรตสมการอนุพันธ์ที่ (5)-(7) ซึ่งในการอินทิเกรตนี้จะใช้วิธี Newton-Raphson และ Rung Kutta อันดับที่ ดังนั้นเพื่อให้ได้ผลเฉลยที่สอดคล้องกับเงื่อนไขขอบเขตที่กำหนดไว้ จึงต้องมีการคำนวณซ้ำ โดยการปรับค่าตัวแปรที่คำนวณแล้วในส่วนย่อยที่ผ่านมา แล้วคำนวณใหม่ต่อไปจนกว่าจะได้ผลเฉลยที่ถูกต้อง ซึ่งต้องอาศัยระเบียบวิธีการชิง (shooting method)

สำหรับเงื่อนไขขอบเขตในการออกแบบคือ ความเร็วต้องมีค่าเป็นสูนย์ที่ปลายทั้งสองด้านของท่อเรโซแนเตอร์ เนื่องจากผนังที่ปลายท่อไม่สามารถเคลื่อนที่ได้ และจากสมการอนุรักษ์โมเมนตัม เมื่อความเร็วมีค่าเท่ากับสูนย์ที่



รูปที่ 1 แผนภาพของเครื่องยนต์เทอร์โนอะคูสติก

ปะยำทำให้  $\partial p_1 / \partial x = 0$  ด้วย นอกจากนี้ การถ่ายเทความร้อนระหว่างระบบและตัวเรือนเกิดขึ้นผ่านทางเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทั่วทั้ง แต่สมมุติว่าไม่เกิดการสูญเสียความร้อนใดๆ ผ่านผนังต่างๆ

สารทำงานที่เลือกใช้ในระบบเป็นก๊าซไฮเดรียมที่ความดัน 40 บาร์ และทำงานด้วยความถี่สูง 400 เอเร็คซ์ เพื่อให้เครื่องยนต์มีขนาดกะทัดรัด และให้กำลังอัคูสติกที่สูงดังที่ได้กล่าวมาแล้ว โดยใช้ท่อสแตนเลส SCH 40 ขนาด 3 นิ้ว เป็นท่อเรื้อรัง เอชเตอร์ สแตกเกอร์เลือกใช้แผ่นสแตนเลสบางๆ ขนาดกัน (Parallel-plate stack) และเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งสองเป็นแบบกู่มุงท่อ ซึ่งสมมุติว่ามีอุณหภูมิกิตติที่ 800 เคลวิน และ 300 เคลวิน ตามลำดับ และกำหนดให้ความร้อนป้อนเข้าที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแหล่งอุณหภูมิสูงมีค่าคงที่ 750 วัตต์

ในเบื้องต้น ผลเฉลยที่คำนวณได้ยังให้ประสิทธิภาพการแปลงพลังงานที่ต่ำ ดังนั้น จึงต้องทำการหาสภาวะที่เหมาะสมที่สุด (optimisation) ซึ่งประสิทธิภาพมีค่าสูงที่สุด โดยการเปลี่ยนขนาดของลักษณะกายภาพของระบบ ซึ่งประกอบด้วย ระยะห่างระหว่างแผ่นสแตก, ความหนาของแผ่นสแตก, ความยาวของสแตก, ความยาวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน, รัศมีรูเจาะในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และความยาวของท่อสแตนเลส เมื่อได้ลักษณะกายภาพที่เหมาะสมที่สุดก็เป็นการลื้นสุดกระบวนการค้นหาแบบทวายตัวแปร (Univariate search method)

#### 4. ผลการคำนวณจากแบบจำลองและการวิเคราะห์

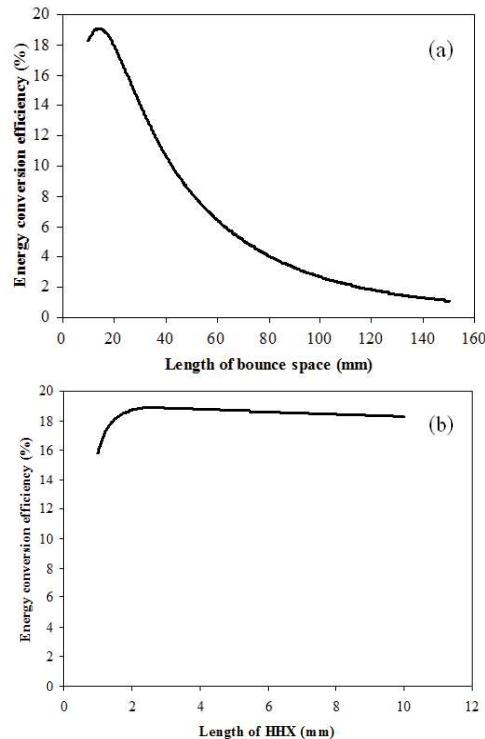
จากการค้นหาลักษณะกายภาพที่เหมาะสมของเครื่องยนต์เทอร์โบไฮบริดพบว่า ประสิทธิภาพมีค่าสูงสุดประมาณ 18.9% โดยอิทธิพลของลักษณะกายภาพต่างๆ จะอธิบายอย่างละเอียดต่อไปนี้

##### 4.1 ผลของลักษณะกายภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแหล่งอุณหภูมิสูง

จากพฤติกรรมของคลื่นนิ่ง แอมพลิวูดของความดันมีค่าสูงสุดที่ปะยำทั้งสองของท่อเรื้อรังและมีค่าเป็นศูนย์ในบริเวณกึ่งกลางท่อ โดยไฟส่องความเร็วมีค่าเทียบต่างจากความดันประมาณ 90° ดังนั้น กำลังอัคูสติกที่ผลิตได้จากเครื่องยนต์ซึ่งเป็นผลลัพธ์ระหว่างความดันและความเร็ว

เชิงปริมาตรตามสมการที่ (14) จึงเปลี่ยนแปลงตามตำแหน่ง การวางของสแตกคั่งแสดงในรูปที่ 2(a) ซึ่งในที่นี้นำเสนอบนฐานของความยาวของท่อสแตนเลส ถ้าตำแหน่งของสแตกอยู่ห่างจากปลายท่อมา ก็จะส่งผลให้กำลังอัคูสติกที่ผลิตได้ลดลง เมื่อมาจากการดันที่ต่ำกว่า ไป ในทำง ตรงกันข้าม ถ้าสแตกอยู่ห่างจากปลายท่อเกิน ไป ความเร็วของสารทำงานก็น้อยกว่า ไป โดยในสมการที่ (15) ที่ช่วยสนับสนุนเหตุผลนี้ ดังนั้นตำแหน่งของการวางสแตกที่เหมาะสมควรห่างจากปลายท่อประมาณ 14.2 มม. นอกจากนี้ ความยาวของท่อสแตนเลส ก็ยังมีผลต่อปริมาณความร้อนที่ต้องป้อนให้กับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วย ถ้าต้องการรักษาอุณหภูมิไว้ให้คงที่

จากพฤติกรรมการเคลื่อนที่ของสารทำงานภายใต้สภาวะการแก่ง ปีก ก้อนมวลเคลื่อนที่จากด้านซ้ายสุด ไปยังด้านขวาสุด และเคลื่อนที่กลับมายังตำแหน่งเดิมอีกรั้ง ซึ่งระยะดังกล่าวมีค่าเท่ากับสองเท่าของแอมพลิวูดการเคลื่อนที่ (2[5]) เมื่อพิจารณาในด้านการถ่ายเทความร้อน



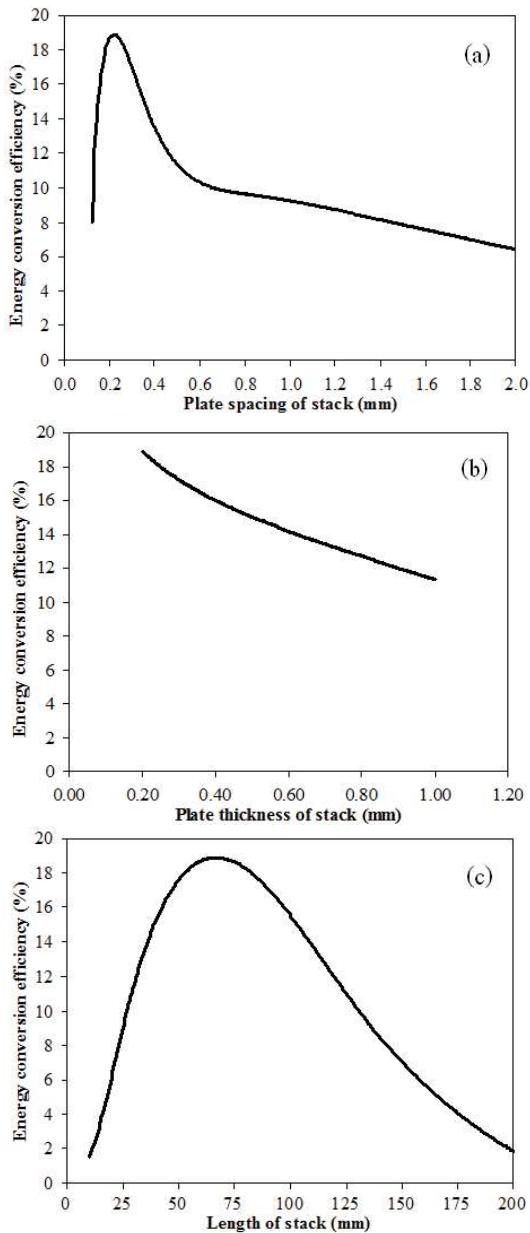
รูปที่ 2 อิทธิพลของความยาวของท่อสแตนเลสและเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแหล่งอุณหภูมิสูง

พบว่า ถ้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีความยาวสั้นกว่า 2 เอียร์ ส่งผลให้ก้อนมวลบางส่วนเคลื่อนที่ข้ามผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยไม่เกิดการถ่ายเทความร้อน และถ้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีความยาวมากกว่า 2 เอียร์ ก็จะทำให้เกิดการสูญเสียเนื่องจากความหนาดีเพิ่มขึ้น ดังนั้น เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจึงควรมีความยาวอย่างน้อยเท่ากับ 2 เอียร์ (ในกรณีนี้มีค่าเป็น 2.59 มม.) โดยค่าดังกล่าว สอดคล้องกับผลการทำนายของแบบจำลองดังแสดงในรูปที่ 2(b) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเหลื่อมอุณหภูมิสูงในที่นี้เป็นท่อคู่ลดความร้อนที่วางตั้งฉากกับทิศทางการไหลของสารทำงาน เนื่องด้วยปัจจัยสำคัญของขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางและความร้อนจากโครงงานผู้ผลิต จึงไม่มีศึกษาถึงอิทธิพลนี้

#### 4.2 ผลของลักษณะกายภาพของแผ่น

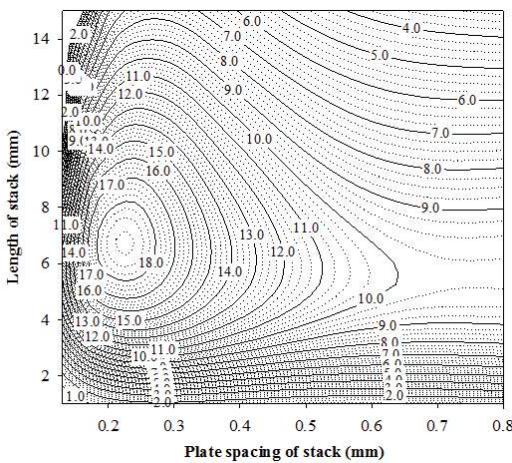
โดยตัวแปรที่มีอิทธิพลมากที่สุดของแผ่นคือ รัศมีไอลอร์ลิก ( $r_h$ ) ซึ่งเป็นอัตราส่วนระหว่างพื้นที่การไห涸ต่อด้วยเส้นรอบรูปเปรียก สำหรับสแตกแบบแผ่นบางขนาดก้อน รัศมีไอลอร์ลิกมีค่าเท่ากับครึ่งหนึ่งของระยะห่างระหว่างแผ่นสแตก โดยระยะห่างถูกทางความร้อน ( $\delta_k$ ) ซึ่งเป็นระยะทางในแนวตั้งจากกับทิศทางการเคลื่อนที่แบบแก่งไกว่าที่ก้อนมวลเคลื่อนที่ได้ภายในหนึ่งวินาที จะเป็นตัวแปรที่กำหนดระยะห่างระหว่างแผ่นสแตกมีค่ามากเกินไป สารทำงานจะถ่ายเทความร้อนระหว่างแผ่นสแตกกับก้อนมวลของสารทำงานได้ไม่ประสิทธิภาพ ในทำนองตรงกันข้าม ถ้าช่องว่างมีขนาดเล็กจะทำให้เกิดการถ่ายเทความร้อนได้อย่างสมบูรณ์ แต่ถ้าเกิดความคันตอกร้อนสูงมาก จึงอาจทำให้ประสิทธิภาพลดลงดังแสดงในรูปที่ 3(a) นอกจากนี้ยังสามารถถูกจำกัดได้ว่า ความหนาดีจะมีอิทธิพลต่อการแปลงพลังงานของสแตกมากกว่าการถ่ายเทความร้อนอยู่เล็กน้อย (สังเกตจากความซันของกราฟ) จากแบบจำลองนี้ระบุว่า ระยะห่างระหว่างแผ่นสแตกที่เหมาะสมควรเป็น 0.225 มม. ซึ่งประมาณ 2.36 เท่าของ  $\delta_k$  (มีค่า 0.0953 มม.) โดยผลการทำนายที่ได้สอดคล้องกับผลการศึกษาของ Swift [19] ว่า ระยะห่างระหว่างแผ่นสแตก ( $2\delta_k$ ) ควรมีค่าอยู่ระหว่าง  $2\delta_k$  ถึง  $4\delta_k$

ถ้าความสั้นส่วนความเป็นรูพรุนของสแตกถูกนำมาเสนอ



รูปที่ 3 อิทธิพลของลักษณะของสแตกที่มีต่อประสิทธิภาพการแปลงพลังงาน

ในรูปของความหนาของแผ่นสแตก เมื่อได้ระยะห่างระหว่างแผ่นที่เหมาะสมแล้ว ความหนาของแผ่นสแตกจึงสามารถนำมาร่วมหาราสัดส่วนความเป็นรูพรุนได้โดยตรง เมื่อแผ่นสแตกมีความหนาที่ลดลง ทำให้สัดส่วนความเป็นรูพรุนของสแตกมีค่าเพิ่มมากขึ้น จากรูปที่ 3(b) จะเห็นได้ชัดเจนว่าขนาดแผ่นสแตกยิ่งบางมากขึ้น ก็จะให้ประสิทธิภาพสูง



รูปที่ 4 ค่อนทั่วของระยะห่างระหว่างแผ่นสแตกและความยาวของสแตกที่มีต่อประสิทธิภาพการแปลงพลังงาน

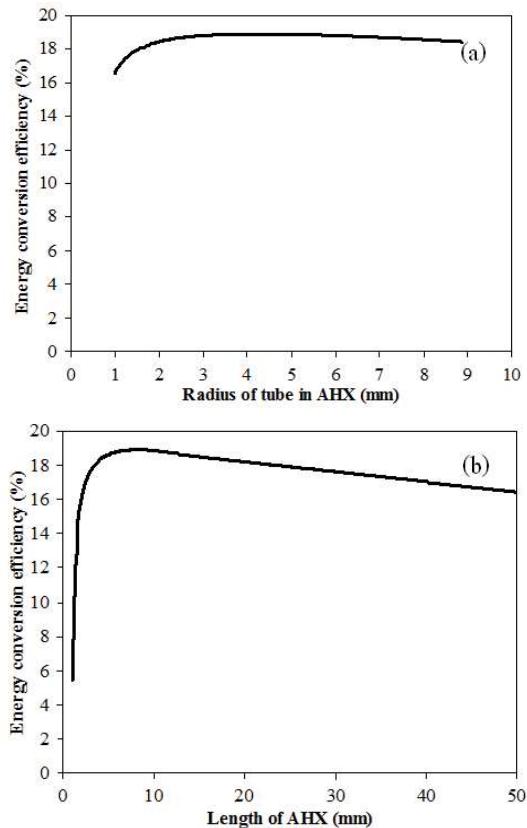
มากขึ้น ซึ่งไม่ปรากฏตำแหน่งที่เหมาะสมที่สุด ดังนั้น ในทางปฏิบัติจึงต้องพิจารณาต่อถึงด้านความแข็งแรงและราคาซึ่งไม่ออกล้ำในที่นี้

กำลังอุณหภูมิที่ผลิตขึ้นจากสแตกเป็นสัดส่วนกับความยาวของสแตก ( $\Delta x$ ) ดังปรากฏในสมการที่ (15) โดยเทอมแรกเป็นกำลังอุณหภูมิที่ผลิตขึ้นเนื่องจากเกรร์เดียนของอุณหภูมิ ในขณะที่เทอมที่สองแสดงถึงการสูญเสียกำลังอุณหภูมิเนื่องจากความหนืด โดยทั้งสองเทอมจะเป็นฟังก์ชันโดยตรงกับความยาวของสแตก ดังนั้นจึงทำให้เกิดตำแหน่งที่เหมาะสมที่สุดคงแสดงในรูปที่ 3(c) เช่นเคย เมื่อสังเกตความซับซ้อนของเส้นกราฟแล้วพบว่า อิทธิพลของการถ่ายเทความร้อนภายในชั้นขอบเขตของแพ็จจะโดดเด่นกว่าความหนืดเล็กน้อย

เมื่อพิจารณาทั้งอิทธิพลของความยาวของสแตกและระยะห่างระหว่างแผ่นสแตกพร้อมๆ กัน ดังแสดงเป็นค่อนทั่วในรูปที่ 4 พบว่า ในบริเวณ  $2y_o < 0.1$  ม. หรือ  $\Delta x < 3$  มม. ประสิทธิภาพในการแปลงพลังงานจะมีค่าลดลงอย่างมาก ดังนั้นเพื่อหลีกเลี่ยงบริเวณดังกล่าว ซึ่งอาจจะเบลี่ยนแปลงตำแหน่งได้เนื่องจากปัจจัยอื่นๆ ที่ไม่อาจคาดคะเคนได้ จึงควรเลือกขนาดความยาวของสแตกและระยะห่างระหว่างแผ่นสแตกให้มีค่ามากกว่าค่าที่เหมาะสมอยู่เล็กน้อย

#### 4.3 ผลของลักษณะกายภาพของเครื่องแอลกอเปลี่ยนความร้อนแหล่งอุณหภูมิแวดล้อม

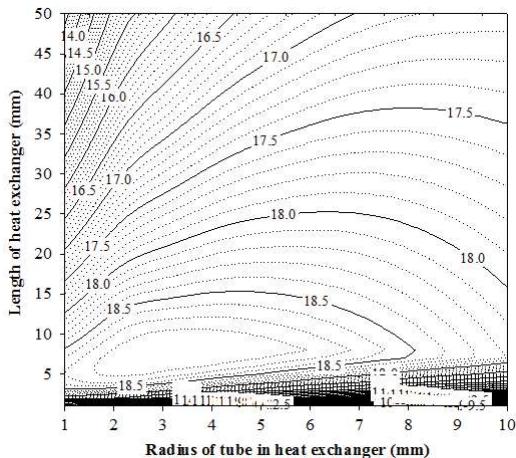
เนื่องจากทำงานที่ความดันสูง เครื่องแอลกอเปลี่ยนความ



รูปที่ 5 อิทธิพลของลักษณะเครื่องแอลกอเปลี่ยนความร้อนแหล่งอุณหภูมิแวดล้อม

ร้อนแหล่งอุณหภูมิแวดล้อมจึงออกแบบให้มีลักษณะเป็นแท่งโลหะตัน ซึ่งมีกุ่มรูเจาะเพื่อให้สารทำงานไหลผ่านรูเหล่านี้ และมีรูเจาะของน้ำหล่อเย็นไหลทางทิศทางการเคลื่อนที่ของสารทำงาน ดังนั้นจึงต้องค้นหาขนาดรูเจาะ (สัดส่วนความเป็นรูพูน) และความยาวของเครื่องแอลกอเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสม ในที่นี้กำหนดให้ระยะขอบระหว่างรูเจาะมีค่าคงที่ เมื่อรัศมีรูเจาะมีขนาดใหญ่ขึ้น สัดส่วนความเป็นรูพูนก็จะมีค่าสูงขึ้น แต่สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนกลับมีค่าลดลง เนื่องจากระยะระหว่างก้อนมวลของสารทำงานและพิวโลหะที่ห่างเกินไป จากรูปที่ 5(a) ขนาดรัศมีรูเจาะที่เหมาะสมเป็น 4.27 มม. ซึ่งเทียบได้กับ 60% ของสัดส่วนความเป็นรูพูน

ในลักษณะเช่นเดียวกับเครื่องแอลกอเปลี่ยนความร้อนแหล่งอุณหภูมิสูง ความยาวของเครื่องแอลกอเปลี่ยนความร้อนแหล่งอุณหภูมิแวดล้อมควรมีค่าบ่ำน้อยเท่ากับ 2 [5] โดย



รูปที่ 6 ค่อนหัวร์ของความยาวและขนาดรัศมีรูเจาะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแหล่งอุณหภูมิแวดล้อม

ในที่นี่มีค่าเป็น 9.26 มม. ซึ่งสอดคล้องกับแบบจำลองที่แสดงในรูปที่ 5(b) ซึ่งทำนายได้ 8.74 มม.

เมื่อพิจารณาค่อนหัวร์ในรูปที่ 6 ซึ่งแสดงผลของการความยาวและขนาดรูเจาะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแหล่งอุณหภูมิแวดล้อมที่มีต่อประสิทธิภาพการแปลงพลังงานพบว่า ในบริเวณ  $\Delta x < 5$  มม. เป็นบริเวณที่ควรหลีกเลี่ยงอย่างมากในการออกแบบ เนื่องจากค่าประสิทธิภาพลดลงอย่างมาก ดังนี้ในทางปฏิบัติจึงควรเลือกขนาดให้มีค่ามากกว่าค่าที่เหมาะสมอยู่เล็กน้อย นอกจากนี้ยังสังเกตได้ว่า สัดส่วน

ความเป็นรูพรุนมือทิพลต่อประสิทธิภาพของระบบน้อยกว่าความยาวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนอย่างชัดเจน

ในการออกแบบเครื่องยนต์เทอร์โบรูบินสติก ผลเฉลยของลักษณะกายภาพที่สามารถทำให้เครื่องยนต์ทำงานได้นั้นมีหลากหลายดังแสดงไว้ข้างต้น แต่จะมีเพียงผลเฉลยเดียวที่สามารถทำให้เครื่องยนต์มีประสิทธิภาพสูงที่สุดในแต่ละเงื่อนไขของ การออกแบบ สำหรับการออกแบบนี้อยู่ภายใต้เงื่อนไขของ ก๊าซเสียใช้ความดัน 40 บาร์ ถูกบรรจุอยู่ในท่อขนาด 3 นิ้ว ซึ่งทำงานด้วยความถี่ 400 เอิร์ตซ์ โดยเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีอุณหภูมิ 800 เคลวิน และ 300 เคลวิน ซึ่งความร้อนที่ป้อนเข้าระบบคงที่เท่ากับ 750 วัตต์ เพื่อให้ได้กำลังของสติกสูงสุดสำหรับใช้กับระบบทำความเย็นต่อไป โดยสามารถสรุปผลการคำนวณจากแบบจำลองในตารางที่ 1

## 5. สรุป

ในการออกแบบเครื่องยนต์เทอร์โบรูบินสติกแบบคลื่นนั่งเพื่อให้ได้ประสิทธิภาพการแปลงพลังงานสูงที่สุด ซึ่งจำเป็นต้องค้นหาลักษณะกายภาพที่เหมาะสมของเครื่องยนต์ภายใต้สภาวะการทำงานของก๊าซเสียใช้ความดัน 40 บาร์ และมีความถี่ 400 เอิร์ตซ์ โดยเลือกใช้สแตกแบบแผ่นบาง วงขนาดนัก และเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีอุณหภูมิคงที่ 800 เคลวิน ซึ่งถูกป้อนด้วยอัตรา 750 วัตต์ ซึ่งผลที่ได้

ตารางที่ 1 ผลการออกแบบเครื่องยนต์เทอร์โบรูบินสติก

Component	Parameter (unit)	Range	Optimised value
BS	Length (mm)	10-150	14.2
HHX	Length (mm)	1-10	2.49
Stack	Plate thickness (mm)	0.2-1	0.2
	Plate spacing (mm)	0.1-2	0.225
	Length (mm)	10-200	66.67
AHX	Length (mm)	1-50	8.74
	Radius (mm)	1-9	4.27
Engine	Total length (mm)	-	1,350
$\eta$	Maximum (%)	-	18.9
$ p_1 $	Amplitude (kPa)	-	309.69
$\dot{E}_2$	Maximum (W)	-	146.33

จากการค้นหาสภาวะที่เหมาะสมเป็นดังนี้ เครื่องยนต์สามารถผลิตกำลังอะคูสติกสูงสุดได้ 146 วัตต์ ซึ่งมีแเอยพลิกูดความดันเท่ากับ 310 กิโลปascal หรือเทียบเท่าอัตราส่วนการขับ (Drive ratio) 7.75% และมีประสิทธิภาพการแปลงพลังงานสูงถึง 18.9%

## 6. กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบคุณ คณบกรรนการส่งเสริมงานวิจัย คณบกรรนศาสตร์ มหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์ ที่สนับสนุนทุนในการทำวิจัยครั้งนี้ จากเงินกองทุนวิจัยคณบกรรนศาสตร์ มหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์ ประจำปี 2555

## 7. เอกสารอ้างอิง

- [1] Nsofor, E.C. and Ali, A., 2009, “Experimental Study on the Performance of the Thermoacoustic Refrigerating System”, Applied Thermal Engineering, Vol. 29, pp. 2672–2679.
- [2] Sakamoto, S. and Watanabe, Y., 2004, “The Experimental Studies of Thermoacoustic Cooler”, Ultrasonics, Vol. 42, pp. 53–56.
- [3] Backhaus, S., Tward, E., and Petach, M., 2004, “Traveling-wave Thermoacoustic Electric Generator”, Applied Physics Letters, Vol. 85, pp. 1085-1087.
- [4] Yu, Z., Saechan, P., and Jaworski, A.J., 2011, “A Method of Characterising Performance of Audio Loudspeakers for Linear Alternator Applications in Low-cost Thermoacoustic Electricity Generators”, Applied Acoustics, Vol. 72, pp. 260-267.
- [5] Yu, B., Luo, E.C., Li, S.F., Dai, W., and Wu, Z.H., 2011, “Experimental study of a thermoacoustically-driven traveling wave thermoacoustic refrigerator”, Cryogenics, Vol. 51, pp. 49-54.
- [6] Hariharan, N.M., Sivashanmugam, P., and Kasthurienggan, S., “Experimental investigation of a thermoacoustic refrigerator driven by a standing wave twin thermoacoustic prime mover”, International Journal of Refrigeration, Vol. 36, pp. 2420–2425.
- [7] Kang, H., Jiang, F., Zheng, H., and Jaworski, A.J., 2013, “Thermoacoustic Travelling-wave Cooler Driven by a Cascade Thermoacoustic Engine”, Applied Thermal Engineering, Vol. 59, pp. 223-231.
- [8] Yu, G.Y., Wang, X.T., Dai, W., and Luo, E.C., 2012, “Study on cold head structure of a 300Hz thermoacoustically driven pulse tube cryocooler”, Cryogenics, Vol. 52, pp. 212-215.
- [9] Kamble, B.V., Kuzhivel, B.T., Kasthurienggan, S., and Behera, U., “Experimental and simulation studies on the performance of standing wave thermoacoustic prime mover for pulse tube refrigerator”, International Journal of Refrigeration, Vol. 36, pp. 2410–2419.
- [10] Wang, X., Yu, G., Dai, W., Luo, E., and Zhou, Y., 2010, “Influence of acoustic pressure amplifier tube on a 300 Hz thermoacoustically driven pulse tube cooler”, Journal of Applied Physics, Vol. 108, pp. 074905-5.
- [11] Adeff, J.A. and Hofler, T.J., 2000, “Design and Construction of a Solar Powered Thermoacoustically Driven Thermoacoustic Refrigerator”, Journal of Acoustical Society of America, Vol. 107, pp. 37–42.
- [12] Gardner, D.L. and Howard, C.Q. Waste-heat-driven Thermoacoustic Engine and Refrigerator in Proceedings of ACOUSTICS. 2009. Adelaide, Australia.
- [13] De Blok, K., 2008, “Low Operating Temperature Integral Thermoacoustic Devices for Solar Cooling and Waste Heat Recovery”, Journal of Acoustical Society of America, Vol. 123, pp. 3541-3541.
- [14] Zhou, S.L. and Matsubara, Y., 1998, “Experimental Research of Thermoacoustic Prime Mover”, Cryogenics, Vol. 38, pp. 813–822.
- [15] Abduljalil, A.S., Yu, Z., and Jaworski, A.J., 2011, “Design and Experimental Validation of Looped-tube Thermoacoustic Engine”, Journal of Thermal Science, Vol. 20, pp. 423-429.
- [16] Hu, Z.J., Li, Z.Y., Li, Q., and Li, Q., 2010, “Evaluation of Thermal Efficiency and Energy Conversion of Thermoacoustic Stirling Engines”, Energy Conversion

and Management, Vol. 51, pp. 802-812.

- [17] Tijani, M.E.H., 2001, Loudspeaker-Driven Thermo-Acoustic Refrigeration, Eindhoven University of Technology,
- [18] Rott, N., 1975, "Thermally Driven Acoustic Oscillations, Part III: Second-order Heat Flux", Journal of Applied Mathematics and Physics ZAMP, Vol. 26, pp. 43-49.
- [19] Swift, G.W., 1988, "Thermoacoustic Engines", Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 84, pp. 1145-1180.
- [20] Ward, B., Clark, J., and Swift, G.W., Design Environment for Low-Amplitude Thermoacoustic Energy Conversion, DELTAEC version 6.2: Users Guide2008; Los Alamos National Laboratory.