

## การออกแบบและวิเคราะห์การทำงานระบบทำความเย็นแบบเทอร์โมอะคูสติก Design Thermoacoustic Refrigerator

สว่างทิพย์ ศรีกิจสุวรรณ ปุมยศ วัลลิกุล และ สุวัฒน์ กุลชนปรีดา

คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ  
1518 ถ.พิบูลสงคราม เขตบางซื่อ กรุงเทพฯ 10800  
โทร 0-29132500 ต่อ 8308 อีเมล: sawangtit@hotmail, ppy@kmitnb.ac.th, suwat@kmitnb.ac.th

Sawangtit Srekituwan , Pumyos Vallikul and Suwat Kuntanapreeda  
Faculty of Engineering, King Mongkut's Institute of Technology North Bangkok  
1518 Pibulsongkram Rd. Bangsue, Bangkok 10800  
Tel. 0-29132500 ext. 8308 E-mail: sawangtit@hotmail, ppy@kmitnb.ac.th, suwat@kmitnb.ac.th

### บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้ได้ทำการศึกษาระบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อใช้ในการออกแบบระบบทำความเย็นแบบเทอร์โมอะคูสติกที่จะจัดสร้างในอนาคต และอธิบายการทำงานของชุดสาธิตที่ผู้วิจัยได้จัดสร้างไว้ใน [1] โดยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของปรากฏการณ์อะคูสติกเป็นสมการเชิงอนุพันธ์ประกอบด้วย สมการคลื่น สมการความต่อเนื่อง สมการโมเมนตัม และสมการอนุรักษ์พลังงาน โดยที่สมการคลื่นอธิบายลักษณะการเกิดคลื่นนิ่ง ส่วนสมการความต่อเนื่อง สมการโมเมนตัม และสมการอนุรักษ์พลังงาน ที่ใช้อธิบายปรากฏการณ์การถ่ายโอนมวล โมเมนตัม และพลังงาน ในกระบวนการทำความเย็น ซึ่งผลที่ได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์สอดคล้องกับผลการทดลองที่กระทำไว้ในชุดสาธิต

### Abstract

The purpose of this work is to study thermoacoustic model for thermoacoustic refrigerator design and to compare with experiment results from the demonstrations device constructed in [1]. Thermoacoustic model is derived from wave, continuity, momentum and energy equations. The wave equation describes the standing wave in the device. Continuity, momentum and energy equations describe the transportation of the corresponding properties in the thermal process. The results from the model fairly well agree with experiment data.

### สัญลักษณ์

$a$	ความเร็วเสียง (sound speed)
<b>COP</b>	coefficient of performance
$c_p$	isobaric heat capacity per unit mass
$c_s$	specific heat per unit mass
$f$	function
$\dot{H}$	total energy flux
$K$	thermal conductivity
$l$	ระยะครึ่งหนึ่งของความหนาแผ่นบาง (plate half-thickness)
$P, p$	ความดัน (pressure)
$s$	entropy per unit mass
$T$	อุณหภูมิ (temperature)
$t$	เวลา (time)
$u$	ความเร็วตามแนวแกน x (x component of velocity)
$v$	ความเร็วตามแนวแกน y (velocity, or its y component)
$w$	enthalpy per unit mass
$x$	ตำแหน่งตามแนวเสียง (position along sound propagation)
$y$	ตำแหน่งที่ตั้งฉากกับแนวเสียง (position perpendicular to sound propagation)
$y_0$	ระยะครึ่งหนึ่งของความห่างระหว่างแผ่นบาง (plate half gap)
$\beta$	thermal expansion coefficient
$\gamma$	ratio, isobaric to isochoric specific heats
$\delta$	penetration depth
$\epsilon_s$	plate heat capacity ratio

$K$	สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของของไหล (thermal diffusivity)
$\mu$	ความหนืดพลศาสตร์ (dynamic viscosity)
$\nu$	ความหนืดจลศาสตร์ (kinematic viscosity)
$\xi$	second viscosity
$\Pi$	เส้นรอบรูป (perimeter)
$\rho$	ความหนาแน่น (density)
$\tau$	viscous stress tensor
$\sigma$	Prandtl number
$\omega$	Angular frequency

ตัวห้อย

$s$	คลื่นนิ่ง หรือของแข็ง (standing, or solid)
$m$	ค่าเฉลี่ย (mean)
$k$	เทอมของความการนำความร้อน (thermal)
$\nu$	เทอมของความหนืด (viscous)
1	first order
2	second order

1. บทนำ

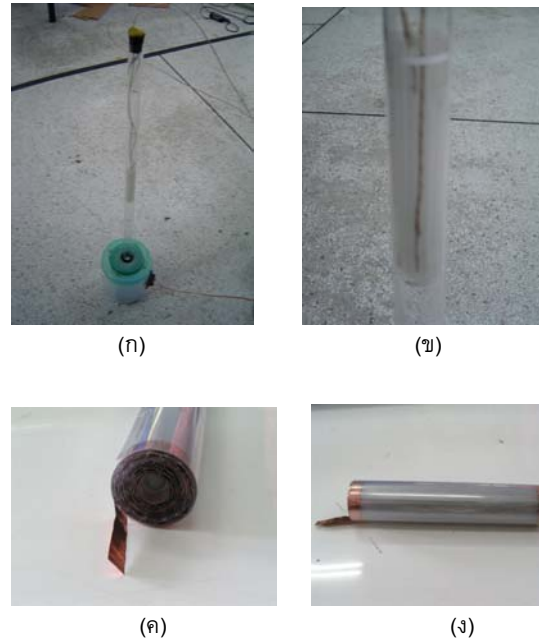
ปรากฏการณ์เทอร์โมอะคูสติกเป็นปรากฏการณ์ผสมระหว่างพลังงานเสียงและพลังงานความร้อน ซึ่งสามารถนำมาประยุกต์ใช้เป็นเครื่องต้นกำลังและเครื่องทำความเย็นได้ โดยเครื่องต้นกำลังจะทำหน้าที่เปลี่ยนความแตกต่างของอุณหภูมิให้เกิดเป็นกำลังเสียง ในขณะที่เครื่องทำความเย็นใช้พลังงานเสียงในการเคลื่อนย้ายความร้อนเพื่อทำความเย็น ซึ่งทั้งเครื่องต้นกำลังและเครื่องทำความเย็นแบบเทอร์โมอะคูสติกนี้มีข้อดีคือ มีอุปกรณ์ที่เคลื่อนที่จำนวนน้อยชิ้นทำให้มีอายุการใช้งานที่นาน และในส่วนของเครื่องทำความเย็นนั้นไม่ต้องใช้สารทำความเย็นที่มีผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อม [2]

ในช่วงเวลาที่ผ่านมาได้มีการพัฒนาให้เครื่องทำความเย็นแบบเทอร์โมอะคูสติกให้มีประสิทธิภาพสูงขึ้น และสร้างอุณหภูมิที่แตกต่างได้มากขึ้น เช่นใน [8] ทำได้โดยการบรรจุด้วย He ที่ความดัน 10.3 bar สามารถทำความเย็นถึง  $-73\text{ }^{\circ}\text{C}$  นอกจากนี้ได้มีการต่อเครื่องต้นกำลังเข้ากับเครื่องทำความเย็นเพื่อไม่ต้องมีส่วนใดที่เคลื่อนที่เลยอยู่ภายในระบบ โดยมีหลักการทำงานคือเครื่องต้นกำลังแบบเทอร์โมอะคูสติกใช้ความร้อนในการสร้างเสียงแล้วจึงนำเสียงที่ได้ไปป้อนเข้าสู่ส่วนเครื่องทำความเย็นแบบเทอร์โมอะคูสติกเพื่อทำความเย็น โดยตลอดทั้งระบบไม่ต้องมีอุปกรณ์ที่ต้องเคลื่อนที่ประกอบอยู่ด้วย [9], [10]

ชุดสาธิตเครื่องทำความเย็นแบบเทอร์โมอะคูสติกที่จัดสร้างไว้แล้วใน [1] ที่ประกอบด้วย ลำโพงทำหน้าที่กำเนิดพลังงานเสียง ท่อทำหน้าที่สร้างเงื่อนไขให้เกิดคลื่นนิ่ง และสแตกซึ่งเป็นชิ้นส่วนหลักที่สร้างปรากฏการณ์เทอร์โมอะคูสติกเพื่อถ่ายโอนความร้อนระหว่างปลายสองด้านของสแตก ดังแสดงในรูปที่ 1 ผลการทดลองพบว่าชุดสาธิตสามารถสร้างอุณหภูมิแตกต่างที่ปลายสองด้านของสแตกได้สูงสุดที่  $5\text{ }^{\circ}\text{C}$

ในงานวิจัยนี้ได้ศึกษาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของเครื่องทำความเย็นแบบเทอร์โมอะคูสติกของชุดสาธิต เพื่อใช้ในการอธิบาย

ปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้น เพื่อให้เข้าใจถึงหลักการทำงานของระบบ และนำไปใช้เพื่อออกแบบระบบที่มีประสิทธิภาพสูงขึ้นต่อไปในอนาคต

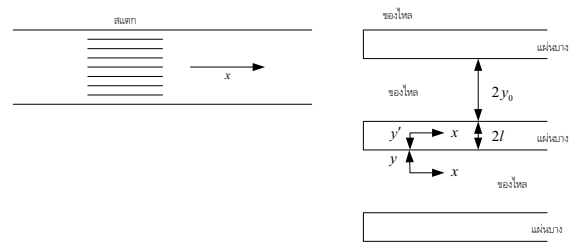


รูป 1 ชุดสาธิตเครื่องทำความเย็นที่จัดสร้างใน [1] (ก) ภาพถ่ายทั้งชุด (ข) การติดตั้งสแตกในหลอดทดลอง (ค) การติดตั้งส่วนถ่ายเทความร้อนที่ปลายของสแตก และ (ง) ภาพถ่ายด้านข้างของสแตก

2. ทฤษฎี

2.1 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์

แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ได้เน้นไปที่สแตกที่เป็นแผ่นบางที่วางซ้อนกัน และวางขนานไปตามแนวของเสียง โดยกำหนดให้แผ่นบางที่วางมีความหนา  $2l$  และระยะห่างระหว่างแผ่น  $2y_0$  ดังแสดงในรูปที่ 2



รูปที่ 2 ด้านซ้ายภาพรวมของสแตก และด้านขวาภาพขยายของแผ่นบาง [2]

สมการอธิบายปรากฏการณ์เทอร์โมอะคูสติกเป็นสมการหนึ่งมิติที่ใช้ในการอธิบายคลื่นนิ่งของของไหลที่วิ่งอยู่บนแผ่นบางตามแนวแกน  $x$  โดยอธิบายจากสมการควบคุม (governing equation) ประกอบด้วยสมการการเคลื่อนที่ของของไหล [7]

$$\rho \left( \frac{\partial v}{\partial t} + (v \cdot \nabla) v \right) = -\nabla p + \mu \nabla^2 v + \left( \xi + \frac{\mu}{3} \right) \nabla (\nabla \cdot v) \quad (1)$$

โดยที่  $\rho$  คือความหนาแน่น  $v$  คือความเร็วในแนวแกน  $y$   $p$  คือความดัน  $\mu$  คือความหนืด  $\nu$  คือความหนืดจลศาสตร์  $\xi$  คือ second viscosity

มีสถานะที่ขอบเขตความเร็วของของไหลที่ระหว่างแผ่นบางกับของไหล  $v = 0$

สมการต่อเนื่อง [7]

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v) = 0 \quad (2)$$

สมการการถ่ายเทความร้อนของของไหล [7]

$$\rho T \left( \frac{\partial s}{\partial t} + v \cdot \nabla s \right) = \nabla \cdot (K \nabla T) + (\text{terms quadratic in velocities}) \quad (3)$$

โดยที่  $s$  คือ entropy per unit mass  $K$  คือ thermal conductivity และ  $T$  คืออุณหภูมิของของไหล

มีสถานะที่ขอบเขตอุณหภูมิที่ของไหลเท่ากับอุณหภูมิที่แผ่นบาง  $T = T_s$  และฟลักซ์ความร้อนที่ไหลเข้าสู่ของไหลเท่ากับฟลักซ์ความร้อนที่ไหลเข้าสู่แผ่นบาง  $K(\partial T / \partial y) = -K_s(\partial T_s / \partial y)$

สมการการถ่ายเทความร้อนของของแข็ง [2]

$$\rho_s c_s \frac{\partial T_s}{\partial t} = \kappa_s \nabla^2 T_s \quad (4)$$

โดยที่  $\rho_s$  คือความหนาแน่นของแผ่นบาง  $c_s$  คือ specific heat per unit mass  $T_s$  คืออุณหภูมิที่แผ่นบาง  $\kappa_s$  คือ thermal diffusivity ของแผ่นบาง

มีสถานะที่ขอบเขตอุณหภูมิของแผ่นบางมีค่า  $T_s$

สมการพลังงาน [7]

$$\frac{\partial}{\partial t} \left( \frac{1}{2} \rho v^2 + \rho \epsilon \right) = -\nabla \cdot \left[ \rho v \left( \frac{1}{2} v^2 + w \right) - K \nabla T - v \cdot \Sigma \right] \quad (5)$$

โดยที่  $\epsilon$  คือ internal energy  $w$  คือ enthalpy per unit mass  $\Sigma$  คือ viscous stress tensor

กำหนดให้ตัวแปรที่ใช้ประกอบให้เป็นตัวแปรจำนวนเชิงซ้อนที่มีความสัมพันธ์กับความถี่เชิงมุม  $\omega$  ในการคำนวณจะคิดเฉพาะส่วนที่เป็นจำนวนจริงเท่านั้นที่ใช้แทนลงในสมการอธิบายปรากฏการณ์เทอร์โมอะคูสติก

$$p = p_m + p_1(x) e^{i\omega t} \quad (6)$$

$$\rho = \rho_m + \rho_1(x, y) e^{i\omega t} \quad (7)$$

$$v = \hat{x} u_1(x, y) e^{i\omega t} + \hat{y} v_1(x, y) e^{i\omega t} \quad (8)$$

$$T = T_m + T_1(x, y) e^{i\omega t} \quad (9)$$

$$T_s = T_m + T_{s1}(x, y) e^{i\omega t} \quad (10)$$

$$s = s_m + s_1(x, y) e^{i\omega t} \quad (11)$$

ในการหาผลเฉลยได้มาจากการนำสมการการเคลื่อนที่ สมการถ่ายเทความร้อน สมการต่อเนื่อง แล้วทำการอินทิเกรตจากระยะผิวไปยังชั้น

ชนิดผิวของของไหล ที่มีผลมาจากความดันของเสียงที่เปลี่ยนแปลง  $p_1(x)$  ตามอุณหภูมิ  $T_m(x)$  คุณสมบัติของของไหล และรูปร่างของของแข็งและของไหล แล้วได้สมการคลื่น [2]

$$\left( 1 + \frac{(y-1)f_k}{1+\epsilon_s} \right) p_1 + \frac{\rho_m a^2}{\omega^2} \frac{d}{dx} \left( \frac{1-f_v}{\rho_m} \frac{dp_1}{dx} \right) - \beta \frac{a^2}{\omega^2} \frac{f_k - f_v}{(1-\sigma)(1+\epsilon_s)} \frac{dT_m}{dx} \frac{dp_1}{dx} = 0 \quad (12)$$

โดยที่  $\gamma$  คือ isobaric to isochoric specific heats  $\epsilon_s$  คือ plate heat capacity ratio  $f_k$  คือ function thermal  $f_v$  คือ function viscous  $\sigma$  คือ Prandtl number สมการที่ได้เป็นสมการเชิงอนุพันธ์สามัญ (ordinary differential equation) สำหรับขนาดของความดันเสียง  $p_1$  ที่เป็นจำนวนเชิงซ้อน

ส่วนสมการพลังงาน [2] เป็นสมการอันดับสองที่ใช้ในการอธิบายก็ได้มาจากผลของอุณหภูมิ ความดัน คุณสมบัติของของไหล และรูปร่างของของแข็งและของไหลเช่นกัน

$$\dot{H}_2 = \frac{\Pi y_0}{2\omega \rho_m} \text{Im} \left[ \frac{dp_1}{dx} p_1 \left( 1 - \tilde{f}_v - \frac{T_m \beta (f_k - f_v)}{(1+\epsilon_s)(1+\sigma)} \right) \right] + \frac{\Pi y_0 c_p}{2\omega^2 \rho_m (1-\sigma)} \frac{dT_m}{dx} \frac{dp_1}{dx} \frac{d\tilde{f}_1}{dx} \times \text{Im} \left[ f_v + \frac{(f_k - f_v)(1+\epsilon_s f_v / f_k)}{(1+\epsilon_s)(1+\sigma)} \right] - \Pi (y_0 K + I K_s) \frac{dT_m}{dx} \quad (13)$$

และสมการที่กำหนดเพิ่มเติม [2]

$$p_x = \frac{dp_1}{dx} \quad (14)$$

สมการ (12) และ (13) อยู่ในรูปของสมการจำนวนเชิงซ้อน กับสมการ (14) รวมเป็นชุดของห้าสมการของสมการอนุพันธ์ในเทอมตัวแปร  $x$  ใช้ในการคำนวณการเปลี่ยนแปลงของตัวแปรทั้งห้าภายในระบบคือ  $T_m$   $\text{Re } p_1$   $\text{Im } p_1$   $\text{Re } p_x$  และ  $\text{Im } p_x$  ในการอธิบายปรากฏการณ์เทอร์โมอะคูสติก และใช้ในการออกแบบ

## 2.2. การคำนวณเชิงตัวเลข

ในการหาผลเฉลยของสมการอนุพันธ์ เนื่องจากเป็นปัญหาค่าขอบ (boundary value problem) จึงได้ใช้ระเบียบวิธีการยิง (shooting method) [4],[5] เพื่อให้กลายเป็นปัญหาค่าเริ่มต้น (initial-value problem) เพื่อที่สามารถค้นหาเริ่มต้นได้ และด้วยวิธีการ Newton-Raphson ทำให้สามารถหาค่าเริ่มต้นที่สอดคล้องกับเงื่อนไขที่ขอบได้เร็วขึ้น แล้วส่วนของสมการที่ใช้อธิบายปรากฏการณ์เทอร์โมอะคูสติกได้ใช้ระเบียบวิธีรุงเก-คุดตา (Runge-Kutta Methods) [4],[5] ในการหาผลเฉลย

## 3. ผลการคำนวณ

แบบจำลองเป็นของชุดสาริตที่สร้างจากหลอดแก้วความยาว 55 ซม. สดกมีความยาว 10 ซม. วางไว้ที่ระยะ 30 ซม จากปลายท่อ ในการทดลองเป็นตำแหน่งที่มีอุณหภูมิแตกต่างกัน จากการทดลองดังกล่าวได้นำมาสร้างแบบจำลองมีสองแบบเพื่อเปรียบเทียบผลการคำนวณเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงสดกให้มีระยะห่างระหว่างชั้น 0.8 มม. และ 1.1 มม. ตามลำดับ

### 3.1 แบบจำลองที่ 1

ชุดสาริตที่บรรจุสดกที่มีระยะห่างระหว่างชั้น 0.8 มม.

#### 3.1.1 เงื่อนไขที่ขอบ

เงื่อนไขที่ขอบแบ่งออกเป็นสองส่วนคือ

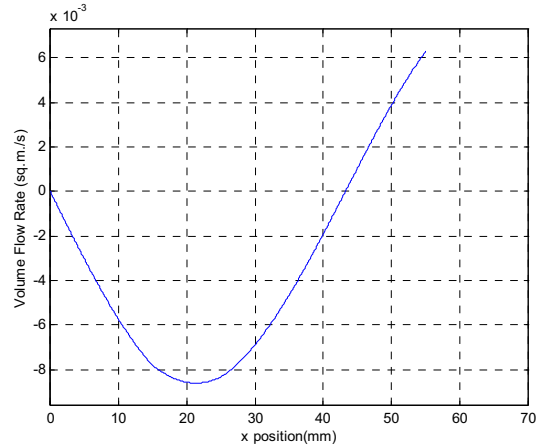
เงื่อนไขที่ขอบที่ได้จากการเก็บข้อมูลจากการทดลองกับชุดสาธิต ประกอบด้วย อุณหภูมิเริ่มต้นที่ทดลอง 26 °C อุณหภูมิที่ส่วนถ่ายเทความร้อนด้านร้อนมีอุณหภูมิ 26 °C อุณหภูมิที่ส่วนถ่ายเทความร้อนด้านเย็นมีอุณหภูมิ 21 °C กำลังของลำโพงที่ให้ 2 W

เงื่อนไขที่ขอบเพื่อเริ่มต้นในการคำนวณประกอบด้วย ปริมาณความร้อนที่ดึงเข้าไปได้ที่ส่วนถ่ายเทความร้อนด้านเย็นให้มีปริมาณเริ่มต้นที่ 0.50 W ความดันเริ่มต้นที่ 7500 Pa อุณหภูมิที่ส่วนถ่ายเทความร้อนด้านร้อนมีอุณหภูมิ 26 °C

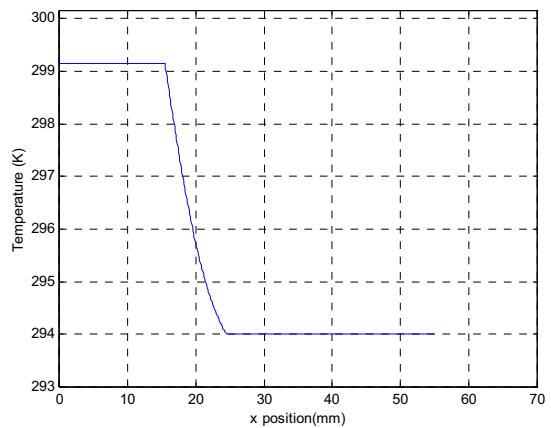
ตามค่าที่กำหนดเป็นค่าเริ่มต้นทั้งสองตัวคือ ความดัน และกำลังเสียง จะไม่เปลี่ยนแปลงตามระเบียบวิธีการยิง ส่วนค่าเริ่มต้นที่เปลี่ยนแปลงด้วยระเบียบวิธีการยิงได้แก่ อัตราการไหล และกำลังเสียง เพื่อให้ค่าเริ่มต้นทั้งสองตัวมีค่าที่สอดคล้องกับเงื่อนไขที่ขอบที่มีทั้งสองเงื่อนไขที่กล่าวมาข้างต้น ส่วนเป้าหมายกำหนดให้ผลลัพธ์ที่ได้ต้องมีอุณหภูมิที่ส่วนถ่ายเทความร้อนด้านเย็นมีอุณหภูมิ 21 °C และกำลังเสียงที่ไม่เกิน 2 W

3.1.2 ผลการคำนวณ

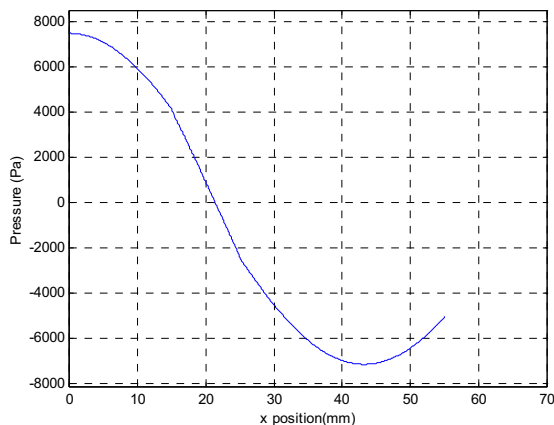
ในส่วนของการคำนวณที่ได้ของ  $T_m$   $Re p_1$   $Im p_1$   $Re p_x$  และ  $Im p_x$  เพื่อให้เข้าใจในการเปลี่ยนแปลงภายในชุดสาธิต ได้แสดงผลค่าอย่างต่อเนื่องของแต่ละส่วนในระบบ ตามแนวแกนนอน แสดงตำแหน่งวางของส่วนในระบบตามลำดับคือ ปลายปิด ท่อ (Duct) ส่วนถ่ายเทความร้อนด้านร้อน (HX Hot) สแตก (Stack) และส่วนถ่ายเทความร้อนด้านเย็น (HX Cold) และท่อ จะไม่แสดงรวมของส่วนที่บรรจุลำโพง เนื่องจากคิดเพียงความดันที่ลำโพงสร้างให้เกิดคลื่นนิ่งเท่านั้น ในแนวแกนตั้งแสดงปริมาณของแต่ละตัวแปร



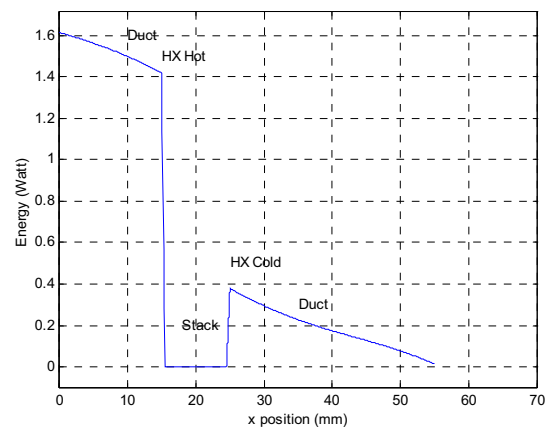
(ข)



(ค)

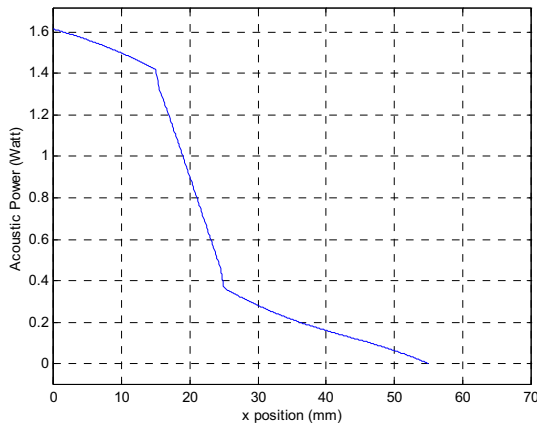


(ง)



(จ)

TSF014



(จ)

รูปที่ 3 แสดงความดัน อัตราการไหล อุณหภูมิ พลังงาน และกำลังเสียง ของสแตกที่มีระยะห่างระหว่างชั้น 0.8 มม.

ผลการคำนวณจากแบบจำลองของชุดสแตคที่ใช้สแตกที่มีระยะห่างระหว่างชั้น 0.8 มม. ตามรูปที่ 3(ก) แสดงความดันในชุดสแตค รูปที่ 3(ข) แสดงอัตราการไหลของอากาศภายในชุดสแตค ตามรูปที่ 3(ค) อุณหภูมิเริ่มต้นและที่ส่วนถ่ายเทความร้อนด้านร้อนมีอุณหภูมิ 26 °C และที่ส่วนถ่ายเทความร้อนด้านเย็นมีอุณหภูมิ 21 °C อุณหภูมิที่ได้จากการคำนวณที่ส่วนถ่ายเทความร้อนด้านร้อนและด้านเย็นได้สอดคล้องกับการทดลองของชุดสแตค ตามรูปที่ 3(ง) ผลการจำลองแสดงให้เห็นว่ามีแต่ส่วนของสแตกเพียงส่วนเดียวที่ทำให้เกิดการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิของของไหล สแตกทำหน้าที่ดึงความร้อนจากส่วนถ่ายเทความร้อนด้านเย็นไปที่ส่วนถ่ายเทความร้อนด้านร้อน ส่วนพลังงานจะมีการเปลี่ยนแปลงในแต่ละส่วนในรูปของกำลังเสียงที่สูญเสีย การถ่ายเทความร้อน ยกเว้นในส่วนของสแตกเนื่องจากทำจากวัสดุที่ไม่นำความร้อนจึงไม่มีสะสมหรือสูญเสียพลังงาน ปริมาณความร้อนจะเคลื่อนที่จากด้านหนึ่งไปยังอีกด้านหนึ่งผ่านการถ่ายเทระหว่างชั้นชนิดผิวเหนือแผ่นบางกับของของไหลที่เคลื่อนที่ตลอดความยาวของสแตก โดยมีกำลังเสียงที่ป้อนเป็นส่วนที่ทำให้เกิดการถ่ายเทความร้อน กำลังเสียง 1.62 W ที่ป้อนเข้าไป ทำให้เกิดคลื่นนิ่งภายในชุดสแตค ส่วนปริมาณความร้อนจากสิ่งแวดล้อมถูกดึงเข้าไป 0.39 W ที่ส่วนถ่ายเทความร้อนด้านเย็น และปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทออก 1.41 W ที่ส่วนถ่ายเทความร้อนด้านร้อน และมีกำลังเสียงที่สูญเสียไป 0.60 W ที่ผิวของชุดสแตคตลอดความยาว รูปที่ 3(จ) แสดงพลังงานเสียงที่ให้แกชุดทดลองโดยมีการสูญเสียไปตลอดชุดทดลองซึ่งจะพบว่าที่สแตกจะมีการเปลี่ยนแปลงพลังงานเสียงมากที่สุด เพราะมีพื้นที่ของชั้นชนิดผิวมากกว่าเมื่อเทียบกับส่วนอื่น และของไหลใช้กำลังเสียงในการเปลี่ยนถ่ายความร้อนกับชั้นชนิดผิวในช่วงของสแตก

จากผลการคำนวณสามารถค่าประสิทธิภาพของระบบได้คือ

$$COP = \dot{Q}_2 / \dot{W}_2 = 0.240$$

### 3.1.3 ผลเปรียบเทียบกับข้อมูลจริง

จากผลการคำนวณแสดงให้เห็นเงื่อนไขที่ขอบที่ได้จากการเก็บข้อมูลจากชุดสแตค อุณหภูมิเริ่มต้นและที่ส่วนถ่ายเทความร้อนด้านร้อน

มีอุณหภูมิ 26 °C ที่ส่วนถ่ายเทความร้อนด้านเย็นมีอุณหภูมิ 21 °C ซึ่งสอดคล้องกับเงื่อนไขที่ตั้งเป็นเป้าหมาย และกำลังเสียงที่ป้อนเข้าสู่ระบบก็สอดคล้องกับการคำนวณกำลังเสียงที่สูญเสียในแต่ละส่วน

## 3.2 แบบจำลองที่ 2

ชุดสแตคที่บรรจุสแตกที่มีระยะห่างระหว่างชั้น 1.1 มม.

### 3.2.1 เงื่อนไขที่ขอบ

เงื่อนไขที่ขอบที่ได้จากการเก็บข้อมูลจากการทดลองกับชุดสแตคประกอบด้วย อุณหภูมิที่ส่วนถ่ายเทความร้อนด้านร้อนมีอุณหภูมิ 26 °C อุณหภูมิที่ส่วนถ่ายเทความร้อนด้านเย็นมีอุณหภูมิ 22 °C กำลังของลำโพงที่ให้ 2 W

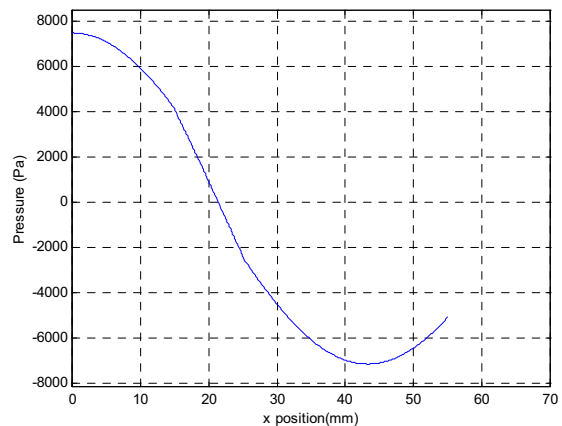
เงื่อนไขที่ขอบเพื่อเริ่มต้นในการคำนวณประกอบด้วย ปริมาณความร้อนที่ดึงเข้าไปได้ที่ส่วนถ่ายเทความร้อนด้านเย็นให้มีปริมาณเริ่มต้นที่ 0.50 W ความดันเริ่มต้นที่ 7500 Pa อุณหภูมิที่ส่วนถ่ายเทความร้อนด้านร้อนมีอุณหภูมิ 26 °C

ระเบียบวิธีในการหาค่าเริ่มต้นกำหนดเช่นเดียวกับแบบจำลองที่

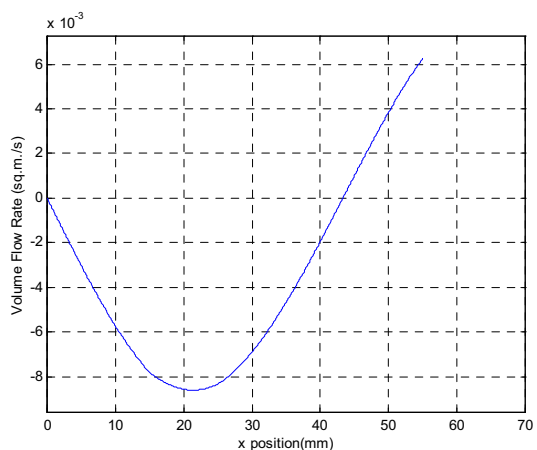
1 ส่วนเป้าหมายกำหนดให้ผลลัพธ์ที่ได้ต้องมีอุณหภูมิที่ส่วนถ่ายเทความร้อนด้านเย็นมีอุณหภูมิ 22 °C และกำลังของเสียงที่ให้ไม่เกิน 2 W

### 3.2.2 ผลการคำนวณ

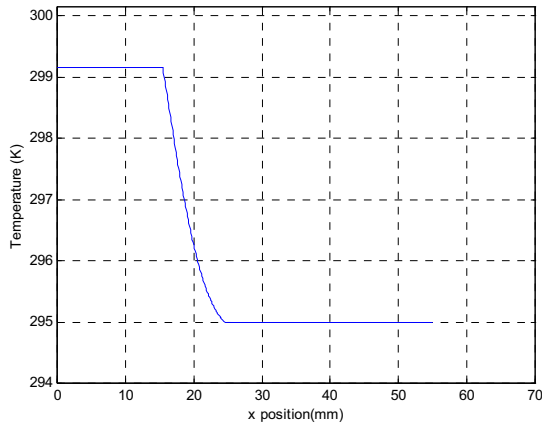
ผลการคำนวณจากแบบจำลองของชุดสแตคที่ใช้สแตกที่มีระยะห่าง 1.1 มม. ได้อุณหภูมิเริ่มต้นและที่ส่วนถ่ายเทความร้อนด้านร้อนมีอุณหภูมิ 26 °C และที่ส่วนถ่ายเทความร้อนด้านเย็นมีอุณหภูมิ 22 °C ตามรูปที่ 4(ค)



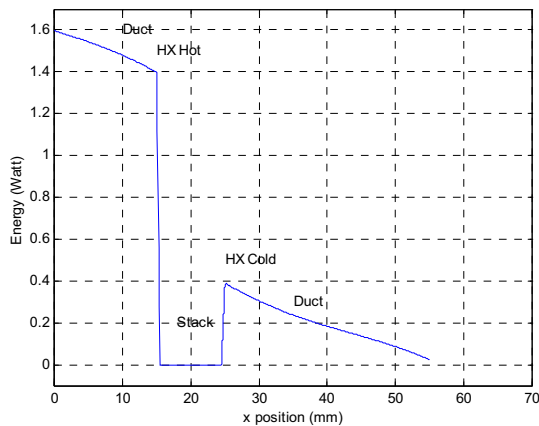
(ก)



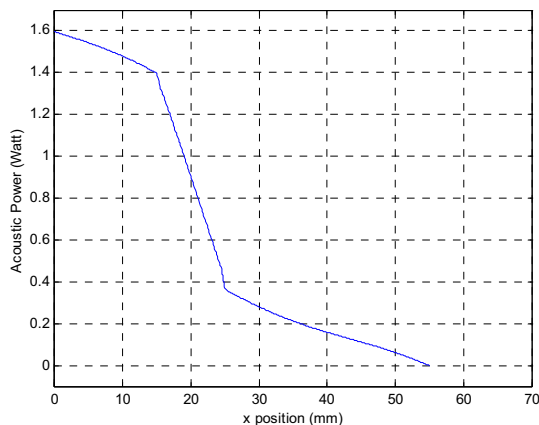
(ข)



(ค)



(ง)



(จ)

รูปที่ 4 แสดงความดัน อัตราการไหล อุณหภูมิ พลังงาน และกำลังเสียงของสแตกมีระยะห่างระหว่างชั้น 1.1 มม.

ในการเปรียบเทียบผลการคำนวณกับการเปลี่ยนแปลงระยะห่างระหว่างชั้นของสแตก ผลการคำนวณของอุณหภูมิสอดคล้องกับผลการทดลองโดยที่อุณหภูมิมีส่วนถ่ายเทความร้อนด้านร้อนได้ 26 °C และ 22

°C ที่ส่วนถ่ายเทความร้อนด้านเย็น จากรูปที่ 4(ง) แสดงปริมาณพลังงานโดยมีปริมาณความร้อนที่ดึงเข้าไปได้ 0.39 W จากการให้กำลังเสียงประมาณ 1.6 W ปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทออกได้ 1.4 W กำลังเสียงที่สูญเสีย 0.598 W

$$\text{ค่าประสิทธิภาพของระบบ } COP = \dot{Q}_2 / \dot{W}_2 = 0.243$$

### 3.2.3 ผลเปรียบเทียบกับข้อมูลจริง

จากผลการคำนวณแสดงให้เห็นสอดคล้องกับเงื่อนไขที่ขอบที่ได้จากการเก็บข้อมูลจากชุดสาธิต อุณหภูมิเริ่มต้นและอุณหภูมิที่ส่วนถ่ายเทความร้อนด้านร้อนได้ 26 °C และสอดคล้องกับเป้าหมายที่ส่วนถ่ายเทความร้อนด้านเย็นมีอุณหภูมิ 22 °C ส่วนกำลังเสียงที่ป้อนเข้าสู่ระบบก็สอดคล้องกับกำลังเสียงที่สูญเสียเช่นกัน ผลของระยะห่างระหว่างชั้นที่เพิ่มขึ้นแสดงให้เห็นจากปริมาณความร้อนที่ดึงเข้าไปได้ลดลงเนื่องจากพื้นที่ของชั้นขีดผิวภายในสแตกลดลง

### 4. สรุปผลการวิจัย

จากผลการคำนวณได้กำหนดปริมาณความร้อนที่ดึงเข้าไปได้ โดยในการเปรียบเทียบจำเป็นต้องทำการติดตั้งอุปกรณ์เพิ่มเติมเพื่อวัดปริมาณความร้อนดังกล่าว แต่ในการออกแบบเรากำหนดปริมาณความร้อนดังกล่าวได้เนื่องจาก  $\dot{Q}_2$  มีสัดส่วนตาม  $P_A^2$  ในชุดทดลองมีสแตกที่วางวางคลื่นหนึ่งทำด้วยแผ่นบางวางขดอยู่จำนวนมาก ทำให้สามารถดึงปริมาณความร้อนได้มาก ปริมาณความร้อนดังกล่าวที่กำหนดจึงสามารถทำได้ อีกทั้งไม่ได้นำเอาปัจจัยของชุดถ่ายเทความร้อนคิดหาปริมาณความร้อนที่กำหนดด้วย

จากผลการคำนวณของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ได้ผลต่างของอุณหภูมิที่ปลายสองด้านของสแตกใกล้เคียงกับการทดลอง ซึ่งสามารถทำการศึกษาผลกระทบของการเปลี่ยนแปลงตัวแปรต่างๆ เช่น คุณสมบัติของของไหลภายในระบบ ขนาดของสแตกที่เปลี่ยนแปลง ทำให้สามารถนำไปออกแบบชุดสาธิตที่มีประสิทธิภาพสูงขึ้น และมีความแตกต่างของอุณหภูมิที่สูงขึ้นได้ในอนาคต

### เอกสารอ้างอิง

- [1] สว่างทิตย์ ศรีกิจสุวรรณ, สุวัฒน์ กุลธนปรีดา และ ปุยมยศ วัลลิกุล, 2547. การศึกษาเชิงทดลองการทำความเย็นแบบเทอร์โมอะคูสติก. การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 18 มหาวิทยาลัยขอนแก่น.
- [2] G.W. Swift. Thermoacoustic Engines. J. Acoust. Soc. Am., 84, October 1988
- [3] G.W. Swift. "Thermoacoustics: a unifying perspective for some engines and refrigerators". 2001. <http://www.lanl.gov/thermoacoustics/Book/index.html>.
- [4] S.C. Chapra and R.P. Canale. "Numerical Methods for Engineers: with software and programming applications". McGraw-Hill, New York, 2003.
- [5] J. Kiusalass. "Numerical Methods in Engineering with MATLAB". Cambridge University Press, New York, 2005.

- [6] T.J. Hofler. Thermoacoustic Refrigerator Design and Performance, Ph.D. thesis, Physics Department, University of California, San Diego, 1986.
- [7] L.D. Landau and E.M. Lifshitz. "Fluid Mechanics". Pergamon Books, 1989.
- [8] T.J. Hofler, J.C. Wheatley and G.W. Swift. Acoustic Cooling Engine. United States Patent, Patent Number 4,722,201. 1988.
- [9] J.C. Wheatley, G.W. Swift, A.Migliori and T.J. Hofler. Heat-Driven Acoustic Cooling Engine Having no Moving Parts, United States Patent. Patent Number 4,858,441. 1989.
- [10] T.J. Hofler. High-Efficiency Heat-Driven Acoustic Cooling Engine with no Moving Parts. United States Patent, Patent Number 5,901,556. 1999.