

## ผลกระทบของกังหันเทอร์ไบน์ต่อการไหลของอากาศในปล่องลมแดด

## The Impact of Turbine on Air Flow in Solar Chimney

ทวิช จิตรสมบูรณ์

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล สำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี อ. เมือง จ.นครราชสีมา 30000

โทร: (044) 224224, โทรสาร: (044)224220, Email: tabon@ccs.sut.ac.th

Tawit Chitsomboon

Dept. of Mechanical Engineering, Institute of Engineering, Suranaree University of Technology,

Nakornratchasima 30000, Thailand, Tel. (044) 224224, Fax. (044) 224220

## บทคัดย่อ

ปล่องลมแดดเป็นทางเลือกหนึ่งในการผลิตกระแสไฟฟ้าจากพลังงานแสงแดด การกักกังหันเทอร์ไบน์ติดตั้งเข้าไปในปล่องลมแดดเพื่อผลิตกระแสไฟฟ้าทำให้เกิดแรงต้านการไหลของอากาศเพิ่มขึ้นเมื่อเปรียบเทียบกับกรณีการไหลในปล่องเปล่า บทความนำเสนอแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่จำลองแรงต้านการไหลจากเทอร์ไบน์ด้วยเอคทูเอเตอร์ดิสก์ โดยได้พิจารณาผลกระทบของการเปลี่ยนความหนาแน่นผ่านกังหันด้วย ผลลัพธ์ที่ได้นำเสนอโดยเปรียบเทียบกับผลลัพธ์ที่ได้จากการคำนวณเชิงตัวเลข

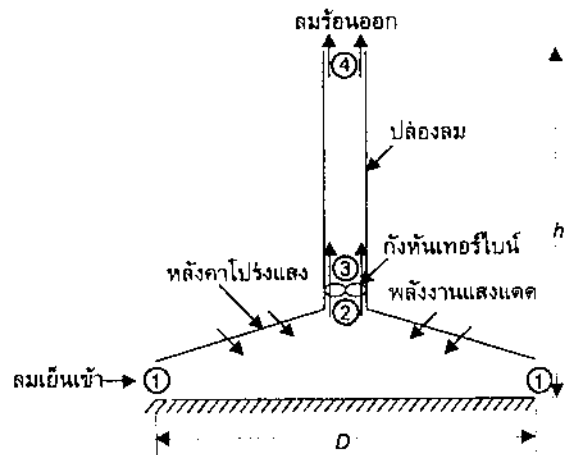
## Abstract

Solar chimney is an alternative device to generate electricity from the solar energy. Installation of a turbine to the system creates additional resistance to the flow as compared to flow in a bare chimney. A mathematical model is constructed to study the turbine's effect, with actuator disc assumption. Effects of density change across the disc are also considered. Results are presented in comparison with numerical results obtained from CFD.

## 1. บทนำ

ปล่องลมแดด (Solar Chimney) เป็นอุปกรณ์ที่มีศักยภาพในการผลิตกระแสไฟฟ้าจากพลังงานแสงแดดได้ในราคาถูก [1-4] จึงควรจะได้มีการศึกษาวิจัยเพื่อประเมินหาศักยภาพของระบบปล่องลมแดดในการผลิตกระแสไฟฟ้า ส่วนประกอบต่างๆ ของระบบปล่องลมแดดได้แสดงไว้ในรูปที่ 1 หลักการทำงานคือ การใช้ความร้อนจากแสงแดดมาอุ่นอากาศภายใต้หลังคาจับแดดแบบโปร่งใสให้ร้อนขึ้น อากาศร้อนนี้จะลอยตัวสูงขึ้นในปล่องลมตามหลักการของการพาความร้อนธรรมชาติ (Natural convection) อากาศที่ลอยตัวขึ้นด้วยความเร็วนี้จะถ่ายเทพลังงานลงมาให้กับกังหันเทอร์ไบน์ซึ่งสามารถนำไปหมุนเครื่องกำเนิดพลังงานไฟฟ้าต่อไป

รูปที่ 1 ส่วนประกอบต่างๆ ของระบบปล่องลมแดด



นักวิจัยในอดีตหลายท่านได้ทำการศึกษาและวิจัยเกี่ยวกับระบบปล่องลมแดดมาบ้างแล้ว [4-10] โดยได้ผลลัพธ์ที่แตกต่างกันไป เช่น บางท่านทำนายว่าประสิทธิภาพของระบบอยู่ในเกณฑ์ 1% แต่บางท่านก็ทำนายว่าอยู่ในเกณฑ์ 20 - 30% นอกจากนี้ยังมีการวิจัยเกี่ยวกับปล่องลมแดดที่เกี่ยวข้องกับการใช้งานในลักษณะอื่น เช่น ใช้ในการระบายความร้อนออกจากอาคาร [11,12] และใช้ในการอบแห้งผลิตภัณฑ์การเกษตร [13,14] เป็นต้น ผู้แต่งได้เริ่มงานวิจัยทางด้านนี้มาตั้งแต่ พ.ศ. 2541 และได้รายงานผลการวิจัยต่อการประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลในการประชุม ครั้งที่ 12 และ 13 [15,16] และใน [17] ซึ่งเป็นการไหลผ่านปล่องเปล่าที่ไม่มีกังหันเทอร์ไบน์ การไหลผ่านเทอร์ไบน์ด้วยได้รายงานใน [18] แต่มีปัญหากจากการที่ผลลัพธ์ที่ได้ไม่สอดคล้องกับผลเฉลยเชิงตัวเลข

## 2. แบบจำลองทางคณิตศาสตร์

แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่ได้สร้างขึ้นมีลักษณะเด่นคือ 1. อุปกรณ์ทุกชิ้นในระบบมีปฏิสัมพันธ์เชิงกลศาสตร์ของไหลต่อกันตามธรรมชาติ 2. สมมุติฐานต่างๆ ที่ใช้ในการสร้างแบบจำลอง หรือการวิเคราะห์ใดๆ นั้น ได้มีการประเมินหาค่าความผิดพลาดด้วย 3. แสดง

ให้ความร้อนกับอากาศโดยตรงโดยไม่มีการสมมติให้อุณหภูมิเพิ่มขึ้นได้ตามใจชอบ

เพื่อความกระชับ ในเอกสารนี้จะไม่แสดงวิธีการสร้างแบบจำลองของการไหลในปล่องเปล่าที่ไม่มีเทอร์ไบน์ แต่จะยกสมการที่ได้สร้างไว้แล้วในเอกสารวิจัยฉบับก่อน [18] ดังนี้

$$\frac{1}{2} \rho_1 m v_1^2 - \dot{m}^3 \int_1^2 \frac{dA}{\rho A^3 (1-M^2)} + \dot{m}^2 \int_1^2 \frac{\dot{Q} dA_r}{\rho A^2 (1-M^2) C_p T} + mgh \int_1^2 \frac{\rho M^2}{1-M^2} \frac{dA}{A} - gh \int_1^2 \frac{\rho}{1-M^2} \frac{\dot{Q} dA_r}{C_p T} + \frac{\dot{m} \rho v_1^2}{2} \left\{ \left( \frac{A_1}{A_2} \right)^2 - \left( \frac{A_1}{A_3} \right)^2 \right\} = 0 \quad (1)$$

สมการ (1) เป็นสมการที่ยังไม่พิจารณาว่ามีกังหันเทอร์ไบน์แทรกอยู่ระหว่างจุด 2 และ 3 ซึ่งหากมีก็จะทำให้ความดันและความหนาแน่นแตกต่างกันระหว่างสองจุดนี้ไม่เป็นศูนย์ ดังนั้นอาจกระจายปริมาณต่างๆ ผ่านสองจุดนี้ได้ดังนี้ เช่น  $p_3 = p_1 + (p_3 - p_2) + (p_2 - p_1)$

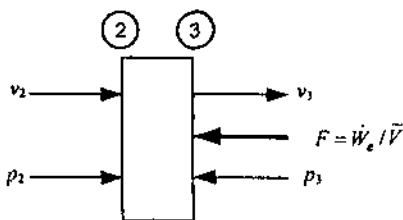
$$\text{หรือ } p_3 = p_1 + \Delta_{32} p + \Delta_{21} p \quad (2)$$

และในทำนองเดียวกันสำหรับปริมาณอื่นๆ หากนำการกระจายนี้เข้าไปขยายสมการ สมการจะกลายเป็น

$$\frac{1}{2} \rho_1 m v_1^2 - \dot{m}^3 \int_1^2 \frac{dA}{\rho A^3 (1-M^2)} + \dot{m}^2 \int_1^2 \frac{\dot{Q} dA_r}{\rho A^2 (1-M^2) C_p T} + mgh \int_1^2 \frac{\rho M^2}{1-M^2} \frac{dA}{A} - gh \int_1^2 \frac{\rho}{1-M^2} \frac{\dot{Q} dA_r}{C_p T} + \dot{m} \Delta_{32} p + \dot{m} gh \Delta_{32} \rho + \dot{m} gh \Delta_{21} \rho + \frac{\dot{m} \rho v_1^2}{2} \left\{ \left( \frac{A_1}{A_2} \right)^2 - \left( \frac{A_1}{A_3} \right)^2 \right\} = 0 \quad (3)$$

พจน์  $\dot{m} \Delta_{32} p$  และ  $\dot{m} gh \Delta_{32} \rho$  เป็นผลจากการเปลี่ยนแปลงความดันและความหนาแน่นผ่านกังหันเทอร์ไบน์ ซึ่งการเปลี่ยนแปลงนี้ขึ้นอยู่กับปริมาณงานที่กังหันเทอร์ไบน์ดูดออกจากระบบ ในการจำลองทางคณิตศาสตร์จะเลียนแบบการทำงานของกังหันเทอร์ไบน์ด้วยระบบที่เรียกว่า Actuator Disc ดังนั้นจากนี้ไปจะทำการเปลี่ยนพจน์ทั้งสองนี้ให้อยู่ในรูปของงานของเทอร์ไบน์โดยการใช้การจำลองของ Actuator Disc ทั้งนี้โดยใช้สมการอนุรักษ์มวล, โมเมนตัม, พลังงาน และสมการสถานะและความสัมพันธ์ทางเทอร์โมไดนามิกส์ต่างๆ ดังขั้นตอนต่อไปนี้

หากตัดจุด 2 และ จุด 3 มาพิจารณาดังรูประหว่างจุด 2 และ 3 นี้มี Actuator Disc แทรกอยู่ ซึ่งโดยคำนิยามคือ



รูปที่ 2 แผนภูมิแสดงการทำงานของ Actuator disc

กังหันทางคณิตศาสตร์ที่มีขนาดบางมากจนไม่มีความหนาเลย การดูดซับพลังงานถูกทดแทนด้วยเวกเตอร์ของแรงที่กระทำส่วนทางกับการไหล (ดังนั้นจึงเป็นการต้านการไหลไว้) เวกเตอร์ของแรงที่กระทำนี้เมื่อคอดกับเวกเตอร์ของความเร็วต้องเท่ากับงานที่ดูดซับออกจากของไหล ดังนั้น

$$F = \dot{W}_e / \vec{V} \quad (4)$$

เมื่อ  $\vec{V}$  คือความเร็วของอากาศที่วิ่งผ่าน actuator disc ซึ่งมีค่ากำหนดที่อยู่ระหว่าง  $v_2$  และ  $v_3$  จากนั้นจะพิจารณาสมการอนุรักษ์ต่างๆ ของการไหลผ่าน actuator disc

สมการอนุรักษ์มวล :

$$\rho_2 A_2 v_2 = \rho_3 A_3 v_3 \quad (5)$$

ซึ่งอาจแปลงให้อยู่ในรูปของความแตกต่างระหว่างจุดทั้งสองได้เป็น

$$\Delta_{32} \rho = - \frac{\rho_2 A_{32} v}{v_3} \quad (6)$$

สมการอนุรักษ์โมเมนตัม :

$$\sum F = \dot{m}(v_{out} - v_{in}) \quad (7)$$

$$\text{หรือ, } p_2 A_2 - p_3 A_3 - F = \dot{m}(v_3 - v_2) \quad (8)$$

แทนค่า  $F$  ลงในสมการด้านบนจะได้

$$p_2 A_2 - p_3 A_3 - \frac{\dot{W}_e}{V} = \dot{m}(v_3 - v_2) \quad (9)$$

เนื่องจาก  $A_2 = A_3 = A$  จึงจัดสมการได้ใหม่ ดังนี้

$$\Delta_{32} p = - \frac{\dot{W}_e}{VA} - \frac{\dot{m} \Delta_{32} v}{A} \quad (10)$$

โดยการใช้สมการสถานะ ( $p = \rho RT$ ) อาจเขียนได้เป็น

$$\rho_3 \Delta_{32} T + T_2 \Delta_{32} \rho = - \frac{\dot{W}_e}{RVA} - \frac{\dot{m} \Delta_{32} v}{RA} \quad (11)$$

สมการอนุรักษ์พลังงาน:

$$\left( C_p T + \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} \right)_2 - \left( C_p T + \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} \right)_3 = \frac{\dot{W}_e}{\dot{m}} \quad (12)$$

ซึ่งหลังจากการใช้สมการสถานะและสมการอนุรักษ์มวลอาจเปลี่ยนให้อยู่ในรูปตัวแปรแตกต่างกันได้เป็น

$$\Delta_{32}T + \frac{\bar{v}\Delta_{32}v}{C_p} = -\frac{\dot{W}_e}{\dot{m}C_p} \quad (13)$$

โดย  $\bar{v} = 0.5(v_2 + v_3)$  สมการ (6), (11) และ (13) เป็นสามสมการที่มีตัวแปรหลักคือ  $\Delta\rho$ ,  $\Delta T$ ,  $\Delta v$  ซึ่งสามารถใช้กรรมวิธีทางพีชคณิตหาค่าของตัวแปรหลักทั้งสามนี้ได้ในนามของพารามิเตอร์ตัวอื่นๆในสมการ (กล่าวคือ  $\dot{W}_e$ ) ดังนี้

$$-\dot{m}\Delta_{32}\rho = \rho_1\dot{W}_e + \frac{v_1^2(A_1/A_3)^2\rho_1\dot{W}_e}{C_pT_1(\gamma-1)} \quad (14)$$

$$mgh\Delta_{32}\rho = -\frac{\rho_1\dot{W}_e gh}{T_2C_p} \left(\frac{1}{\gamma-1}\right) \quad (15)$$

แทนค่าสมการ (14) และสมการ (15) ลงในสมการ (3) ซึ่งเป็นสมการควบคุม จะได้

$$\begin{aligned} & \frac{1}{2}\rho_1\dot{m}v_1^2 - \dot{m}^3 \int_1^2 \frac{dA}{\rho A^3(1-M^2)} + \dot{m}^2 \int_1^2 \frac{\dot{Q}dA_r}{\rho A^2(1-M^2)C_pT} \\ & + mgh \int_1^2 \frac{\rho M^2}{1-M^2} \frac{dA}{A} - gh \int_1^2 \frac{\rho}{1-M^2} \frac{\dot{Q}dA_r}{C_pT} + \left(\rho_1\dot{W}_e + \frac{v_1^2(A_1/A_3)^2\rho_1\dot{W}_e}{C_pT_1(\gamma-1)}\right) \\ & - \frac{\rho_1\dot{W}_e gh}{T_2C_p} \left(\frac{1}{\gamma-1}\right) + mgh\Delta_{32}\rho + \frac{\dot{m}\rho v_1^2}{2} \left[ \left(\frac{A_1}{A_4}\right)^2 - \left(\frac{A_1}{A_3}\right)^2 \right] = 0 \quad (16) \end{aligned}$$

ผลเฉลยของสมการนี้คือคำตอบที่แสวงหา

### 3. คำตอบของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

สมการ (16) เป็นสมการอินทิกรัลที่ยังมีตัวแปรอื่นๆ ที่นอกเหนือจากตัวแปรที่ต้องการหาคำตอบปะปนอยู่ด้วย ซึ่งสามารถขจัดออกได้โดยการประมาณการเชิงวิศวกรรม ข้อสมมุติฐานต่างๆที่นำมาใช้ในการประมาณการเหมือนดังใน [16-18] ซึ่งจะทำให้ได้สมการการเคลื่อนที่ของอากาศร้อนภายในปล่องลม ดังนี้

$$\begin{aligned} & \frac{1}{2}\dot{m}v_1^2 \left[ \rho_1 - 2\rho_1A_1^2 \int_1^2 \frac{dA}{A^3} + \frac{2A_1\dot{Q}}{v_1C_pT_1} \int_1^2 \frac{dA}{A^2} + \frac{2A_1^2\rho_1gh}{\gamma RT_1} \int_1^2 \frac{dA}{A^3} \right. \\ & \left. - \frac{2A_1\dot{W}_e}{v_1A_3^2C_pT_1(\gamma-1)} + \rho_1 \left[ \left(\frac{A_1}{A_4}\right)^2 - \left(\frac{A_1}{A_3}\right)^2 \right] \right] \\ & = \frac{\rho_1gh\dot{Q}}{C_pT_2} \int_1^2 dA_r + \rho_1\dot{W}_e \left( 1 + \frac{gh}{T_2C_p(\gamma-1)} \right) \quad (17) \end{aligned}$$

ซึ่งอินทิเกรตออกมาและจัดให้กระทำจัดและอยู่ในค่าตัวแปร  $v_1$  ได้ดังนี้

$$C_1v_1^3 + C_2v_1^2 = C_3 \quad (18)$$

โดยที่ค่าคงที่  $C_1, C_2$  และ  $C_3$  มีค่าดังนี้

$$C_1 = \frac{\rho_1^2A_1^3}{2A_2^2} + \frac{\rho_1^2}{2} \left[ \left(\frac{A_1}{A_4}\right)^2 - \left(\frac{A_1}{A_3}\right)^2 \right] + \frac{\rho_1^2A_1gh}{2\gamma RT_1} \left[ 1 - \left(\frac{A_1}{A_2}\right)^2 \right] \quad (19)$$

$$C_2 = \frac{\rho_1A_1^2\dot{Q}\ln(D/d)}{2\pi h^2C_pT_1} + \frac{\rho_1A_1^2\dot{W}_e}{A_3^2C_pT_1(\gamma-1)} \quad (20)$$

$$C_3 = \frac{\rho_1gh\dot{Q}A_r}{C_pT_2} - \rho_1\dot{W}_e \left( 1 - \frac{gh}{T_2C_p(\gamma-1)} \right) \quad (21)$$

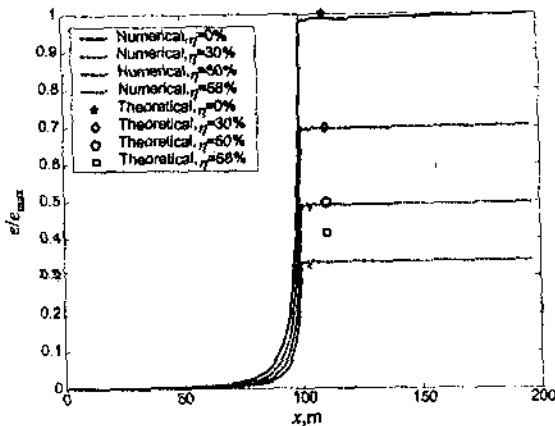
ซึ่งสามารถแก้สมการหาค่า  $v_1$  ได้ ซึ่งจะทำให้สามารถหาค่าต่างๆที่ต้องการได้ทั้งหมด เช่น พลังงาน ประสิทธิภาพ

### 4. ผลลัพธ์และการวิจารณ์

การพิจารณาความถูกต้องของสมการที่ (18) ได้ทำโดยการนำผลลัพธ์ที่ได้มาเทียบกับค่าที่ได้จากวิธีการทางกรรมวิธีเชิงตัวเลข [18] ซึ่งเป็นการแก้สมการออยเลอร์โดยโปรแกรม CFD (Computational Fluid Dynamics) โดยกำหนดสัดส่วนการดูดซับพลังงานของกังหันเทอร์ไบน์เท่ากับ 0% 30% 50% และ 58% ของพลังงานลมในปล่องลมเปล่า (ที่ไม่มีกังหันเทอร์ไบน์) ค่าประสิทธิภาพของกังหันเทอร์ไบน์สามารถกำหนดสูงสุดได้เท่ากับ 58% เนื่องจากหากกำหนดเกินค่านี้แล้วการใช้กรรมวิธีเชิงตัวเลข ไม่สามารถหาค่าตอบให้กับสมการได้ [18]

รูปที่ 3 แสดงให้เห็นถึงพลังงานจลน์ของระบบภายหลังจากที่ถูกดูดซับพลังงานออกแล้วโดยกังหันเทอร์ไบน์ ความยาวของแกนนอนคือแนวทางการไหลซึ่งเริ่มนับตั้งแต่ทางเข้าของหลังคา ดังนั้น ค่า  $x=0-100$  เป็นช่วงของหลังคา และ  $x=100-200$  เป็นช่วงของปล่องลม การนำเสนอได้นำเสนอเป็นอัตราส่วนของพลังงานคงเหลือที่ค่าสัดส่วนการดูดซับ ( $\eta$ ) ต่างๆ ต่อพลังงานจลน์สูงสุดของระบบ,  $e_{max}$  (พลังงานจลน์สูงสุดคือค่าพลังงานจลน์ของระบบเมื่อไม่มีการติดตั้งเทอร์ไบน์) จากรูปจะเห็นว่าเมื่อสัดส่วนการดูดซับของกังหันเทอร์ไบน์มีค่าเพิ่มมากขึ้น ค่าพลังงานของของไหลคงเหลือในระบบจะมีค่าลดลง โดยค่าพลังงานจลน์ในการจำลองทางคณิตศาสตร์มีค่าลดลงมาตามสัดส่วนที่ได้สูญเสียไปให้กับเทอร์ไบน์ เช่นถูกดูดซับไป 30% ก็มีพลังงานคงเหลือประมาณ 70% เป็นต้น

จากรูปจะเห็นว่าผลลัพธ์ที่ได้จากการจำลองทางคณิตศาสตร์นั้นมีอยู่จุดเดียว คือจุดที่แสดงไว้ด้วยตัวสัญลักษณ์ต่างๆ ดังในรูปที่ 3 และได้ใส่สัญลักษณ์ที่ระบุค่าเหล่านี้ไว้ที่ค่า  $x = 110$  ม. (และใช้คำว่า theoretical) ทั้งนี้เพื่อความสะดวกในการพิจารณากราฟเมื่อต้องการเปรียบเทียบกับผลลัพธ์ที่ได้จากกรรมวิธีเชิงตัวเลข (ระบุด้วยคำว่า numerical) ทั้งนี้เพราะผลลัพธ์ที่ได้จากกรรมวิธีเชิงตัวเลขมีค่าใกล้เคียงกันตั้งแต่  $x = 100$  เมตร ถึง  $x = 200$  เมตร



รูปที่ 3 อัตราส่วนของพลังงานจลน์ในทางทฤษฎีเทียบกับการรวมวิธีเชิงตัวเลขโดยที่ประสิทธิภาพของกังหันเทอร์โบมีค่าต่างๆ

เมื่อเปรียบเทียบผลลัพธ์ที่ได้จากการจำลองทางคณิตศาสตร์กับกรรมวิธีเชิงตัวเลขจะเห็นว่า ที่ค่าสัดส่วนการดูดซับต่างๆ นั้นค่าพลังงานจลน์เฉลี่ยมีค่าใกล้เคียงกันมาก (กล่าวคือตัวสัญลักษณ์เกือบคล้ายซ้อนกันกับแนวเส้นผลลัพธ์ของกรรมวิธีเชิงตัวเลข) แต่เมื่อค่าสัดส่วนการดูดซับมีค่าสูงขึ้นเท่ากับ 58 % พลังงานจลน์เฉลี่ยในการจำลองทางคณิตศาสตร์จะสูงกว่าพลังงานจลน์เฉลี่ยของกรรมวิธีเชิงตัวเลขมาจนเห็นได้ชัด

ผลลัพธ์ที่แตกต่างกันของสองกรรมวิธีเมื่อ  $\eta$  มีค่าสูงประมาณ 58% นี้ได้สันนิษฐานไว้ใน [18] ว่าอาจมาจากการจำลองแบบคณิตศาสตร์ที่สมมุติให้ความหนาแน่นในปล่องลมมีค่าคงตัวตั้งแต่ฐานปล่องไปจนถึงปลายปล่อง สมมุติฐานนี้อาจใช้ได้ดีในปล่องลมเปล่าที่ไม่มีกังหันเทอร์โบ แต่สำหรับปล่องลมที่มีการติดตั้งกังหันเทอร์โบนั้น น่าจะมีการเปลี่ยนแปลงความดันและอุณหภูมิพอสมควรเมื่อของไหลวิ่งผ่านกังหันเทอร์โบ ซึ่งแน่นอนว่าจะทำให้ความหนาแน่นเปลี่ยนไปด้วย การเปลี่ยนค่าความหนาแน่นในการนี้ น่าจะมีผลกระทบอย่างมากต่อการไหล ทั้งนี้เพราะการไหลถูกขับด้วยค่าความแตกต่างระหว่างความหนาแน่นในปล่องลมกับความหนาแน่นบรรยากาศ

เพื่อพิสูจน์ข้อวินิจฉัยที่ได้ตั้งไว้ดังกล่าวข้างต้น จึงได้ทำการจำลองแบบกังหันเทอร์โบด้วย actuator disc ที่ละเอียดขึ้นกว่าเดิมที่ได้ทำไว้ใน [18] มาก ดังที่ปรากฏในสมการ (8) ถึง (17) ในการนี้ได้พิจารณาให้การไหลผ่าน actuator disc เป็นการไหลที่มีการเปลี่ยนแปลงความดัน ความหนาแน่น และความเร็ว (ซึ่งเท่ากันว่ายอมให้มีการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิด้วย เพราะอุณหภูมิถูกกำหนดโดยความดันและความหนาแน่นโดยสมการสถานะ) ปรากฏว่า ผลลัพธ์ที่ได้มีการเปลี่ยนแปลงจากเดิมใน [18] น้อยมาก

เพื่อทำความเข้าใจกับประเด็นที่มีการเปลี่ยนแปลงผลลัพธ์น้อยมากทั้งที่ได้ทำการสร้างแบบจำลองที่มีความละเอียดกว่าเดิมมาก อาจพิจารณาได้จากสมการ (14) และ (15) ซึ่งจะเห็นว่าอิทธิพลของการเปลี่ยนความหนาแน่นอยู่ในสมการที่ (15) ส่วนอิทธิพลของการเปลี่ยนแปลงความดันอยู่ในสมการที่ (14) หากเทียบขนาดของพจน์ทางขวามือของสมการ (15) กับพจน์แรกทางขวามือของสมการ (14) จะเห็นว่าขนาดแตกต่างกันที่ขนาดของพจน์  $\frac{gh}{T_2 C_p} \left( \frac{1}{\gamma - 1} \right)$  ซึ่งอาจลองประเมิน

ขนาดของพจน์นี้ได้ เช่น ให้  $g = 9.8, h = 200, T_2 = 340, C_p = 1000, \gamma = 1.4$  จะได้ว่า

$$\frac{gh}{T_2 C_p} \left( \frac{1}{\gamma - 1} \right) = 0.0144 \quad (22)$$

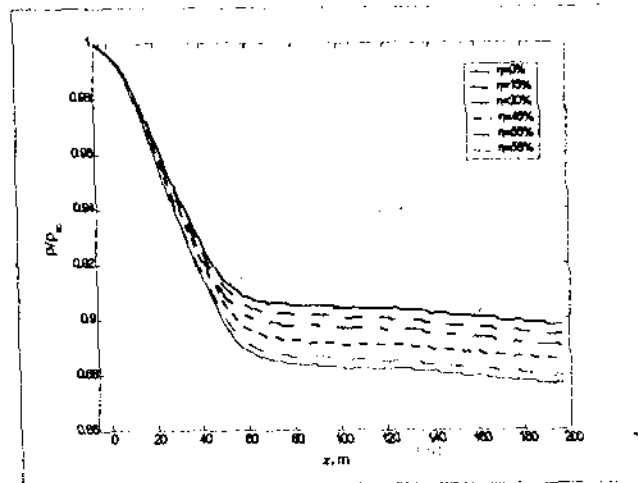
ซึ่งหมายความว่าอิทธิพลของการเปลี่ยนความหนาแน่นมีผลกระทบต่อระบบเพียงประมาณ 1.44% ของอิทธิพลของการเปลี่ยนความดันเท่านั้น สำหรับพจน์ที่สองทางขวามือของสมการ (14) ก็สามารถประเมินหาขนาดเทียบกับพจน์แรกได้เช่นเดียวกัน ซึ่งจะเห็นได้ว่าขนาดแตกต่างกันคือ

$$\frac{u^2 (A_1/A_2)^2}{C_p T_1 (\gamma - 1)} = \frac{v_1^2}{C_p T_1 (\gamma - 1)} = \frac{v_2^2}{C_p T_2 (\gamma - 1)} = \frac{v_3^2}{\gamma R T_3} = M_3^2 \quad (23)$$

แต่ค่าเลขมัค ( $M_3$ ) มีค่าน้อยมากสำหรับการไหลความเร็วต่ำเช่นนี้ ดังนั้นพจน์ที่สองทางขวามือของสมการ (14) จึงมีค่าน้อยมากเมื่อเทียบกับพจน์แรก

ดังนั้นแม้จะมีพจน์ต่างๆ ที่มีผลกระทบเพิ่มเติมขึ้นมาหลายพจน์ แต่พจน์แรกทางขวามือของสมการที่ (14) (ซึ่งเป็นพจน์เดียวที่ใช้ในการวิเคราะห์และรายงานผลใน [18]) เป็นพจน์เดียวที่มีขนาดใหญ่ ส่วนพจน์ที่เพิ่มเติมขึ้นมาขนาดเล็กลงเมื่อเทียบกับพจน์นี้ ซึ่งอธิบายว่าเพราะเหตุใดการวิเคราะห์ที่ละเอียดมากขึ้นจึงไม่มีผลในทางปฏิบัติแต่ประการใด

รูปที่ 4 ได้นำเสนอผลลัพธ์ของค่าขอบเชิงตัวเลขของความหนาแน่นตลอดแนวการไหล จะเห็นว่าตรงส่วนของ actuator disc มีการเปลี่ยนแปลงความหนาแน่นค่อนข้างมาก แต่ในการวิเคราะห์ทางทฤษฎีนั้นความหนาแน่นไม่ได้ทำให้ความดันเปลี่ยนมากนัก ซึ่งค่ากันอยู่พอสมควร จึงควรต้องศึกษาสาเหตุและผลกระทบของการแตกต่างนี้ต่อไป



รูปที่ 4 อัตราส่วนของความหนาแน่นในใดๆ ต่อความหนาแน่นที่ระดับพื้นดินเทียบกับระยะตามแนวการไหลของอากาศ

## 5. สรุป

การใส่กังหันเทอร์โบเข้าไปในระบบตรงกอด้านล่างของปล่องลมโดยการจำลองด้วย Actuator disc นั้น ผลลัพธ์ที่ได้จากการวิเคราะห์ทางทฤษฎีแตกต่างจากผลลัพธ์ที่ได้จากการวิเคราะห์ด้วย Computational Fluid Dynamics (CFD) กล่าวคือ CFD ระบุว่าสามารถดูดซับงานได้เพียงประมาณ 58% ซึ่งเป็นค่าที่ใกล้เคียงกับ Betz's Limit ของกังหันลมธรรมดา แต่ทฤษฎีระบุว่า สามารถดูดซับงานให้แก่เทอร์โบนี้ได้มากกว่านี้ จึงต้องทำการวิเคราะห์และวิจัยต่อไปว่าความแตกต่างเกิดขึ้นด้วยสาเหตุใด อย่างไรก็ดี ที่อัตราส่วนการดูดซับประมาณ 30% (ซึ่งเป็นค่าตัวเลขในทางปฏิบัติ) ผลลัพธ์เชิงทฤษฎีกับเชิงตัวเลขมีความสอดคล้องกันดี

## 6. นิยามตัวสัญลักษณ์

- $A$  = พื้นที่หน้าตัดของทวนไหล  
 $A_r$  = พื้นที่ของหลังคารับแดด  
 $A$  = ความเร็วเฉลี่ย  
 $C_p$  = ค่าความจุความร้อนของของไหล  
 $D$  = เส้นผ่านศูนย์กลางของหลังคารับแดด  
 $D$  = เส้นผ่านศูนย์กลางของปล่องลม  
 $h$  = ความสูงของปล่องลม  
 $h_r$  = ความสูงของหลังคาจากพื้นดิน  
 $M$  = เลขมัค  
 $m$  = อัตราการไหลโดยมวลของของไหล  
 $p$  = ความดันของของไหล  
 $\dot{Q}$  = ความเข้มของพลังงานแสงแดดต่อหน่วยพื้นที่  
 $q$  = อัตราการให้ความร้อนต่อหน่วยมวล  
 $T$  = อุณหภูมิของของไหล  
 $v$  = ความเร็วของของไหล  
 $\dot{W}_e$  = พลังงานที่ดูดออกจากของไหลโดยกังหันเทอร์โบ  
 $\rho$  = ความหนาแน่นของของไหล  
 $\eta$  = ประสิทธิภาพของกังหันเทอร์โบ  
 $\gamma$  = อัตราส่วนความร้อนจำเพาะ  
 $\Delta x_y$  = ความแตกต่างของ  $x$  ระหว่างจุด 1 กับ  $j$

## 7. กิตติกรรมประกาศ

โครงการวิจัยนี้ได้รับทุนอุดหนุนการวิจัยจากกองทุนเพื่อส่งเสริมการอนุรักษ์พลังงาน ผ่านกองทุนอนุรักษ์พลังงานและพลังงานทดแทน สำนักงานคณะกรรมการนโยบายพลังงานแห่งชาติ ผู้วิจัยขอขอบคุณคุณเพชรสวรรค์ ทองใบ ที่ให้การช่วยเหลืออย่างดียิ่งในการจัดทำบทความนี้

## เอกสารอ้างอิง

- [1] Schleich, J., et al, "Solar Chimneys," *Encyclopedia of Physical Science and Technology*, 1990 Yearbook, Academic Press
- [2] McGraw-Hill Yearbook of Science and Technology, 1994, pp. 356-358
- [3] R. Richards, "Hot Air Starts to Rise Through Spain's Solar Chimney," *Electrical Review*, Vol. 210, No. 15, pp.6-27, April 1982
- [4] H. Lautenschlager, et. al, "New Results from the Solar Chimney Prototype and Conclusions for Large Power Plants," *European Wind Energy Conference*, Hamburg, FRG., Oct 1984
- [5] L.B. Mullett, "The Solar Chimney - Overall Efficiency, Design and Performance," *International Journal of Ambient Energy*, Vol. 8, No. 1, 1987
- [6] M.M. Padki, S.A. Sherif, "Fluid Dynamics of Solar Chimney," Presented at The Winter Annual Meeting of ASME, Chicago, Illinois, 1988
- [7] M.M. Padki, S.A. Sherif, "Solar Chimney for Medium-to-Large Scale Power Generation," *Proceedings of The Manila International Symposium on the Development and Management of Energy Resources*, Jan 1989
- [8] M.M. Padki, et al, "Solar Chimney for Power Generation in Rural Areas," Presented at the Seminar on Energy Conservation and Generation Through Renewable Resources (organized by The Indian Institute of Metals), Jan 1989
- [9] Padki, M.M. and Sherif, S.A., "A Mathematical Model for Solar Chimneys," *Proceedings of the 1992 International Renewable Energy Conference*, Vol.1 June 1992
- [10] M.Q. Yan, et al, "Thermo-Fluid Analysis of Solar Chimney," Presented at The Winter Annual Meeting of The American Society of Mechanical Engineers, Atlanta, Georgia, Dec 1991
- [11] Bansal, K.N., et. al, "A Study of Solar Chimney Assisted Wind Tower System for Natural Ventilation in Buildings," *Building and Environment*, Vol. 29, No. 4, pp. 495-500., 1994
- [12] Barozzi, G.S., et. al, "Physical and Numerical Modelling of a Solar Chimney-based Ventilation System for Buildings," *Building and Environment*, Vol. 27, No. 4, pp. 433-445, 1992.
- [13] Das, S.K. and Kumar, Y., "Design and Performance of a Solar Dryer with Vertical Collector Chimney Suitable for Rural Application," *Energy Convers. Mgmt.*, Vol. 29, No.2, pp. 129-135, 1989.
- [14] Excell, R.H.B., "Basic Design Theory for a Simple Solar Rice Dryer", *Renewable Energy Review Journal*, Vol.1, No.2, pp. 1-14, 1980.

- [15] Chitsomboon, T. and Tongbai, P., 1998, "A Mathematical Model of Solar Chimney for Electrical Energy Production," Proceedings of the 12<sup>th</sup> National Mechanical Engineering Conference, Nov. 11-13, Bangkok, Thailand.
- [16] Chitsomboon, T. and Tongbai, P., 1999, "The Effect of Chimney-Top Convergence on Efficiency of a Solar Chimney," Proceedings of the 13<sup>th</sup> National Mechanical Engineering Conference, Dec.2-3, Pataya, Thailand.
- [17] Chitsomboon, T., "A Validated Analytical Model for Flows in Solar Chimney", (accepted) Inter.Journal Renewable Energy Engineering, Vol. 3, No.2 (Or the next issue) , 2001.
- [18] Chitsomboon, "Numerical Simulation of Flow in Solar Chimney with Turbine ", Proceeding the first regional conference on energy technology toward a clean environment, Organized by the joint graduate school of energy and environment, Dec.1-2, 2000, Chiangmai,Thailand