

TSF17

การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 25 19-21 ตุลาคม 2554 จังหวัดกระบี

มุมทางเข้าที่ส่งผลต่อสมรรถนะกังหันแก๊สแนวรัศมี Effect of Inlet Angle on Radial Gas Turbine Performance

<u>มณฑล ฉ่ำทรัพย์,</u> เดชดนัย บุญช่วย, กิตติภาส วศินารมณ์ และ จารุวัตร เจริญสุข*

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง จ.กรุงเทพฯ 10520 * ติดต่อ: โทรศัพท์: 023 264 197, โทรสาร: 023 264 198 E-mail: kcjarruw@kmitl.ac.th

บทคัดย่อ

ในการพัฒนากังหันแก๊สแนวรัศมีจะมุ่งเน้นเรื่องของกำลังกังหันที่ได้และการสูญเสียที่เกิดขึ้น โดยศึกษาถึง มุมการไหลที่เปลี่ยนไปและสนามการไหลอันส่งผลต่อสมรรถนะของกังหันแก๊ส เริ่มจากศึกษารูปแบบของกังหันจริง จากเทอร์โบซาร์จเจอร์ จากนั้นนำรูปแบบกังหันไปจำลองภายใต้มุมการไหลเข้าเท่ากับ 5-60 องศา ความเร็วรอบ 20,000 rpm การจำลองนี้ได้ใช้หลักทางพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณด้วยวิธีปริมาตรสืบเนื่องและโปรแกรม ANSYS CFX ช่วยในการวิเคราะห์และทำนายผล จากการจำลองพบว่ามุมการไหลเข้าเท่ากับ 40 องศา จะมี ประสิทธิภาพไอเซ็นโทรปิคเท่ากับ 59.185 % ได้กำลังกังหันเท่ากับ 39.8 kW และที่มุมการไหลเข้าเท่ากับ 5 องศา จะมีประสิทธิภาพไอเซ็นโทรปิคเท่ากับ 57.4 % ได้กำลังกังหันเท่ากับ 26.7 kW สรุปได้ว่ามุมการไหลเข้าเท่ากับ 40 องศา มีการไหลเฉือนที่รุนแรงน้อยกว่ามุมการไหลเข้าเท่ากับ 5 องศาและมุมการไหลเข้าเท่ากับ 40 องศา จะมี กำลังกังหันมากกว่ามุมการไหลเท่ากับ 5 องศา เนื่องจากมีทิศทางการไหลที่ไม่ต้านกับทิศทางของความเร็วรอบ ซึ่ง วิธีการหลีกเลี่ยงการไหลเฉือนที่เกิดขึ้นได้แก่ การปรับระยะห่างระหว่างใบกังหันกับโครงเรือนให้ลดน้อยลง เป็นต้น **คำสำคัญ:** กังหันแก๊สแนวรัศมี/วิธีปริมาตรสืบเนื่อง/มุมการไหลเข้า

Abstract

This paper investigated on power loss incurred of power turbine of radial gas turbine. By study on the flow angle changes and the flow field that occurs and affected on the performance of gas turbines. By study on actual turbine in turbocharger, Then use the turbine model to simulate under inlet angle vary at 5-60 degrees, rotation speed of 20,000 rpm, The simulated turbine model companion with computation fluid dynamics analysis using finite volume method, By employing ANSYS CFX software to analyze and predict the results. The simulations showed that at the inlet angle of 40 degrees. The isentropic efficiency was 59.185%, the power generate at turbine was 39.8 kW, at the inlet angle of 5 degrees isentropic efficiency of 57.4% and power generate at turbine was 26.7 kW. This can conclude that at the inlet angle 40 degrees resulting on less shear flow incursion comparing to the inlet angle of 5 degrees and the inlet angle of 40 degrees. Power generation at turbines more than angle of inflow was 5 degrees due to the



flow direction is not against the direction of rotation speed. The way to avoid the shear flow are occurring such as vary of clearance between the turbines blade with turbine housing to lower.

Key words: Radial Gas Turbine/Finite Volume Method/Inlet Angle

1. บทนำ

ในปัจจุบันได้มีวิธีการผลิตกำลังไฟฟ้าด้วยกันอยู่ หลายรูปแบบดังเช่นการผลิตไฟฟ้าด้วยลม การผลิต ้ไฟฟ้าด้วยคลื่นและการผลิตไฟฟ้าด้วยน้ำ ซึ่งจะเห็นได้ ว่าวิธีการดังกล่าวจะนำพลังงานจากธรรมชาติมาทำ การแปลงรูปพลังงานไปเป็นกำลังไฟฟ้าโดยผ่านเครื่อง ้กำเนิดไฟฟ้า การที่จะทำการผลิตไฟฟ้าโดยธรรมชาติ นั้นจะต้องขึ้นอยู่กับความเหมาะสมกับภูมิประเทศถึง ้จะมีกำลังในการผลิตที่สูงและมีการคุ้มค่า แต่มีในบาง ้พื้นที่ที่มีความไม่เหมาะสมในการนำพลังงานจาก รรรมชาติมาใช้จึงต้องนำเทคโนโลยีในการผลิตไฟฟ้า มาช่วยผลิตไฟฟ้าเพื่อตอบสนองกับความต้อง เช่น ย่านชุมชนหรือชนบทที่อยู่ห่างใกล เป็นต้น หนึ่งใน หลายเทคโนโลยีที่สามารถตอบสนองความต้องการได้ ้นั้นคือเครื่องยนต์กังหันแก๊สแนวรัศมีขนาดเล็ก (small radial gas turbine engine) ซึ่งได้มีงานวิจัยมาอย่าง ยาวนานในด้านของเครื่องยนต์กังหันแก๊สจน กระทั่ง ในปี 2003 บริษัท Capstone [1] ได้นำเทคโนโลยี เครื่องยนต์กังหันแก๊สขนาดเล็กมาใช้ในเชิงพาณิชย์ โดยมีกำลังผลิตไฟฟ้าอยู่ที่ 300 kW โดยกังหันแก๊ส แนวรัศมีขนาดเล็กจะมีการทำงานที่เหมือนกับกังหัน แก๊สขนาดใหญ่ โดยมีอุปกรณ์หลักอยู่ 3 อย่างคือ ้คอมเพรสเซอร์ ห้องเผาใหม้และกังหัน ในงานวิจัยนี้ ได้คำนึงถึงกำลังที่ได้รับและศึกษาอิทธิพลของการ สูญเสียที่เกิดขึ้นภายในช่องการไหลของกังหัน โดยใช้ หลักทางพลศาสตร์ของใหลเชิงคำนวณด้วยวิธี ปริมาตรสีบเนื่องและโปรแกรม ANSYS CFX 12.0 มา ช่วยในการวิเคราะห์และทำนายผลลัพธ์ จึงได้มีการ ค้นคว้างานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับกังหันแก๊สแนวรัศมีเช่น ศึกษาถึงพฤติกรรมการไหลที่เกิดขึ้นภายในช่องการ ใหลแบบ Transonic Diffuser ของคุณ Benjamin [2] ้จากการศึกษาพบว่าการไหลแบบ Strong Shock นั้น ก่อให้เกิดการไหลอย่างปั่นป่วนและมีการเปลี่ยนแปลง ดวามเร็วอย่างมากบริเวณคอคอด อีกทั้งยังเกิดการ ไหลวนเป็นบริเวณกว้างหลังคอคอดทำให้เกิดการ รบกวนกับการไหลข้างเคียง ซึ่ง Turbulence Model ที่ ใช้ในการจำลองคือ RNG k- є Model ต่อมาได้ศึกษา ถึงการเลือกใช้ Turbulence Model ให้เหมาะสมกับ การจำลองกังหันแก๊สแนวรัศมี โดยคุณ R. Aghaei tog และคณะ [3] ทำการศึกษาแบบจำลองทั้ง 3 Model คือ Standard k- є, RNG k- є และ RSM แล้วได้ทำการ เปรียบเทียบกับผลทดลองพบว่าผลลัพธ์Turbulence Model แบบ RNG k- є Model ที่ใช้ในการจำลอง กังหันแก๊สจะสอดคล้องกับผลการทดลองได้ดีกว่า 2 Model เนื่องจากเห็นปรากฏการณ์ของสนามการไหลที่ ชัดเจนและมีเหมาะสมกับการไหลภายในช่องการไหล ต่างๆ

กระบวนการทางวิศวกรรมย้อนรอย

ในงานวิจัยนี้ได้ใช้กระบวนการทางวิศวกรรม ย้อนรอยร่วมกันกับโปรแกรมช่วยออกแบบ[4]และ[5] เพื่อทำการศึกษาถึงรูปทรงของกังหันจริงที่ได้มาจาก เทอร์โบซาร์จเจอร์ จากรูปที่ 1 เป็นการซ่อมผิวบริเวณ ขอบใบกังหันเนื่องจากการสแกนกังหันที่ไม่สมบูรณ์ หลังจากที่ซ่อมผิวกังหันจนสมบูรณ์จึงทำการขึ้นรูป กังหันให้เป็นรูปแบบกังหัน (Turbine Model) และนำ รูปแบบกังหันไปประกอบโครงเรือนจนเสร็จสมบูรณ์ จากการศึกษารูปทรงกังหันจะได้ข้อมูลกังหันดังตาราง ที่ 1









รูปที่ 1 การซ่อมผิวด้วยกระบวนการทางวิศวกรรม ย้อนรอยและกังหันแก๊สแนวรัศมีกับโครงเรือน ตารางที่ 1 ขนาดกังหันแก๊สแนวรัศมี

d _{ทางเข้า} (mm)	89	h _{ดุมล่าง} (mm)	2.71	
d _{ทางออก} (mm)	72	h _{ดุมบน} (mm)	5	
d _{ดุมล่าง} (mm)	27	t _{ใบพัด} (mm)	1.45	
d _{ดุมบน} (mm)	18.6	h _{ใบพัดทางเข้า} (mm)	12.8	
ใบกังหัน 11 ใบ				

3. แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ 3.1 สมการอนุรักษ์มวลและโมเมนตัม

The 3-D Reynolds averaged compressible Navier–Stokes Equations กับ Turbulence Model คือRNG k– *ɛ* Model เปนวิธีที่ใช*้*แก่ปญหาใน โปรแกรมสำเร็จรูปเชิงพาณิชยของ ANSYS CFX, Release 12.0 [6] และให*้*สมการอนุรักษมวลและ โมเมนตัมเปนดังนี้

$$\nabla \cdot \left(\rho \vec{U} \right) = 0 \tag{1}$$

 $abla \cdot \left(\rho \vec{U} \otimes \vec{U} \right) = -\nabla p' + \nabla \cdot \left(\mu_{eff} \left(\nabla \vec{U} + \left(\nabla \vec{U} \right)^T \right) \right)$ (2) เมื่อ ρ คือความหนาแน่น (kg/m³), \vec{U} คือความเร็ว สัมบูรณ์ตามทิศทางในแกน $\vec{U}_x, \vec{U}_y, \vec{U}_z$ (m/s), p' คือ ความดันปรับปรุง (Pa), K คือพลังงานจลน์แบบเทอร์ บิวเลนท์ (m²/s²), μ คือความหนืดไดนามิค (kg/ms), μ_t คือความหนืดแบบเทอร์บิวเลนท์ (kg/ms)

$$\vec{U}_{rel} = \vec{U}_{stn} - \omega \times R \tag{3}$$

เมื่อ \vec{U}_{rel} คือความเร็วสัมพัทธ์ (m/s), \vec{U}_{sm} คือความเร็ว สัมบูรณ์หรือความเร็วในบริเวณ Stationary Frame เมื่อเทียบแกนอ้างอิง (m/s), ω คือความเร็วเซิงมุม (rad/s) และ R คือ local radius vector (m) ซึ่งจากการวิเคราะห์ผลที่ได้จากการจำลองความเร็วใน กังหันจะพบว่ามีความเร็วสัมพัทธ์ที่ไหลผ่านช่องการ ไหลของใบกังหันเมื่อเทียบกับแกนอ้างอิงหมุน

สมการอนุรักษ์สำหรับพลังงานจลน์แบบเทอร์ บิวเลนท์ k (m²/s²) และอัตราส่วนการสูญสลาย *E* (m²/s³) แสดงสมการดังนี้

$$\nabla \cdot \left(\rho \overrightarrow{U}k\right) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{kRNG}}\right)\nabla k\right] + P_k - \rho \varepsilon \quad (4)$$

$$\nabla \cdot \left(\rho \overrightarrow{U}\varepsilon\right) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\varepsilon RNG}}\right)\nabla \varepsilon\right] + C_{\varepsilon 1RNG} \frac{\varepsilon}{k} p_k - C_{\varepsilon 2RNG} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (5)$$

$$\Pi = C_{\varepsilon 1RNG} = 1.42 - f_n, f_n = \frac{\eta \left(1 - \frac{\eta}{4.38}\right)}{\left(1 + \beta_{RNG} \eta^3\right)}$$

$$\Pi = \eta = \sqrt{\frac{P_k}{\rho C_{\mu RNG} \varepsilon}}$$

$$C_{\varepsilon 2RNG} = 1.68, C_{\mu RNG} = 0.085, \beta_{RNG} = 0.012$$

 $\sigma_{kRNG} = 0.7179, \sigma_{\varepsilon RNG} = 0.7179$

เมื่อ σ_k คือTurbulence Modal Constant สำหรับ สมการ k และ σ_k คือคา k – ε turbulence modal constant, p_k (kg/ms³) คือค่าอัตราการกอกำเนิด พลังงานจลนเทอร์บิวเลนท์เนื่องจากเกรเดียนร ความเร็วเฉลี่ย

$$P_{k} = \mu_{t} \nabla \vec{U} \cdot \left(\nabla \vec{U} + \nabla \vec{U}^{T} \right) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{U} \left(3\mu_{t} \nabla \cdot \vec{U} + \rho k \right)$$
(6)

$$\downarrow_{IJD}^{A} \qquad \mu_{t} = \rho C_{\mu} \frac{k^{2}}{\varepsilon}, \quad C_{\mu} = 0.09$$
3.2 สมการอนุรักษพลังงาน

$$\nabla \bullet \left(\rho \overrightarrow{U} h_{tot} \right) = \nabla \bullet \left(\lambda \nabla T \right) + \nabla \bullet \left(\overrightarrow{U} \bullet \tau \right)$$

$$h_{tot} = h + \frac{1}{2} \overrightarrow{U}^{2}$$

$$\left(\begin{array}{c} - \end{array} \right)^{T} = 2$$

$$(7)$$

 $\begin{aligned} \tau &= \mu \bigg(\left(\nabla \vec{U} \right) + \left(\nabla \vec{U} \right)^{T} - \frac{2}{3} \delta \nabla \cdot \vec{U} \bigg) \\ \text{เมื่อ} \quad h_{tot} \quad \vec{n}_{\text{elementalised}} \\ n_{1} \text{ ก็อเอนทาลปรวม}(\text{m}^{2}/\text{s}^{2}), \quad \lambda \quad \vec{n}_{\text{elementalised}} \\ n_{2} \text{ лузбацеллл} \quad \vec{n}_{1} \text{ лузбацеллл} \\ \text{ лузбацеллл} \quad \vec{n}_{1} \text{ лузбацелл} \\ \text{ лузбацеллл} \quad \vec{n}_{1} \text{ лузбацелл} \\ \text{ лузбацелл} \quad \vec{n}_{2} \text{ лузбацелл} \\ \text{ лузбацелл} \\ \text{ лузбацелл} \quad \vec{n}_{2} \text{ лузбацелл} \\ \text{ лузбацелл}$



3.3 ประสิทธิภาพไอเซ็นโทรปิค

$$\eta_{isentropic} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 \left[1 - \left(\frac{1}{r_p}\right)^{\left(\frac{\gamma - 1}{\gamma}\right)} \right]}$$
(8)

เมื่อ T₃ และ T₄ คืออุณหภูมิทางเขาและทางออก (K)

r_p = p₃ / p₄ คืออัตราสวนความดันแก๊ส γ คืออัตราสวนความร่อนจำเพาะซึ่งสมการ ดังกล่าวนั้น ได้มาจากหนังสือของ HIH Saravanamuttoo [7]

3.4 กำลังกังหันแก๊สแนวรัศมี

$$P = T\omega \tag{9}$$

เมื่อ *P* คือกำลังกังหัน (kW), *T* คือแรงบิด (Nm) *๗* คือความเร็วรอบ (rad/s) [8]

3.5 เงื่อนไขขอบเขตของปัญหา

-ใช้วิธีการคำนวณเชิงตัวเลขทางพลศาสตร์ของไหล เชิงคำนวณบนพื้นฐานของระเบียบวิธีปริมาตรสืบเนื่อง
-มีการไหลเป็นแบบคงตัว (Steady Flow)
-กริดที่ใช้เป็นแบบสามเหลี่ยม (Tetrahedral Cells)
-ใบกังหันหมุน (Rotating Frame) และให้ฝาครอบ เป็นส่วนที่หยุดนิ่ง (Stationary Frame)
-มีการไหลเข้าในแนวรัศมี (Radial Flow) ดังรูปที่ 2
-มีการไหลออกในแนวแกน (Axial Flow) ดังรูปที่ 2
-การไหลเป็นแบบปั่นป่วน (Turbulent Flow)
-มีความร้อนเนื่องจากการไหลเฉือน
-ไม่คิดการแผ่รังสีความร้อนและแรงโน้มถ่วงโลก
-ปรับมุมการไหลเข้าตั้งแต่ 5-60 องศา
-กวามเร็วรอบกังหันคงที่ 20,000 rpm

ในการจำลองนี้มีจำนวนเซลล์เท่ากับ 1021270 เซลล์ หรือมีขนาดกริดเท่ากับ 3 mm เนื่องจากเมื่อทำการเพิ่มจำนวนกริดไปมากกว่านี้ พบว่ามีค่าความคลาดเคลื่อนของความเร็วเท่ากับ 2.8% ถือว่าเพียงพอต่อการคำนวณ จึงเลือกใช้ จำนวนกริดดังกล่าวและคุณสมบัติของแก๊สได้จากคุณ K. Kadoya และคณะ [9] ในเบื้องตันได้นำ ค่าพารามิเตอร์ต่างๆ เช่นความดันและอุณหภูมิมาจาก คุณกิตติภาส [10] ซึ่งเป็นค่าได้จากการคำนวณทาง เทอร์โมไดนามิคส์

ตารางที่ 2 ตารางสภาวะการทำงาน คุณสมบัติ แก๊สและเกณฑ์การลู่เข้าของคำตอบ

ความดันแก๊สทางเข้าและทางออก	4 bar และ 1 atm	
อุณหภูมิแก๊สทางเขาและทางออก,K	1200 และ 914	
อัตราสวนความรอนจำเพาะแก๊ส,(γ)	1.323	
คาความจุความรอนแก๊ส ,J kg ⁻¹ K ⁻¹	1174.6	
คาความหนืดแก๊ส (10 ⁻⁶ <i>Pa</i> · s)	48.92	
คาการนำความรอนของแก๊ส (10 ⁻³ W m ⁻¹ k ⁻¹)	77.95	
อากาศเป็นของไหลอัดตัวได้	แก๊สอุดมคติ	
กังหันหมุนทิศทาง	ทวนเข็มนาฬิกา	
คาความผิดพลาด ในการลูเขาของคำตอบ	0.00001	



รูปที่ 2 การกำหนดทิศทางการไหลของแก๊ส สำหรับกังหันแก๊สแนวรัศมี 4.ผลการจำลองและการวิเคราะห์ผล จากการจำลองผลดังรูปที่ 3 แสดงให้เห็นว่า

งากการงาลองผลดงรูบท 3 แสดงเหเหนวา เส้นการไหลความเร็วมีทิศทางไหลเข้าช่องการไหล ด้วยความเร็วที่เพิ่มขึ้น จากนั้นเมื่อแก๊สไหลเข้าช่อง การไหลของกังหันแก๊สตรงบริเวณ Rotating Frame ความเร็วของแก๊สจะลดลงเนื่องจากความเร็วสัมบูรณ์ ถูกหักล้างกับความเร็วรอบกังหัน โดยความเร็วที่ไหล

TSF17

แก๊สที่แสดงให้ดังเช่นการไหลวน การไหลรั่วข้ามใบ และการไหลที่มีการปั่นป่วนอย่างมาก ซึ่งพฤติกรรม ดังกล่าวก่อให้เกิดการไหลเฉือนที่ทำให้เกิดความร้อน ขึ้น อีกทั้งการไหลดังกล่าวยังไปรบกวนสนามการไหล ข้างเคียงจึงทำให้เกิดการไหลอย่างไม่เป็นระเบียบ

จากรูปที่ 3(a) การไหลเข้าที่มุม 40 องศาจะ เห็นได้ว่ามีการไหลที่มีการหักเหเข้าไปภายในช่องการ ไหลกังหันโดยมีทิศทางการไหลขนานกันกับใบกังหัน และมีทิศทางการไหลไปปะทะกับใบกังหันจึงทำให้มี แรงบิดที่เพิ่มขึ้นเนื่องจากมีทิศทางที่ไม่ต้านกับทิศทาง ของความเร็วรอบของกังหัน การไหลเข้าที่มุม 40 องศา ถือว่ามีการไหลที่เป็นระเบียบจึงก่อให้เกิดการ ไหลวนที่น้อยลงแต่ก็ยังเห็นว่ามีการไหลรั่วข้ามใบ กังหันเป็นสาเหตุทำให้เกิดการไหล Secondary Flow

จากรูปที่ 3(b) การใหลเข้าที่มุม 5 องศาจะ เห็นได้ว่ามีการไหลที่แตกต่างกันอย่างเห็นได้ชัดเมื่อ เปรียบเทียบกับรูปที่ 3(a) พบได้ว่าการไหลเข้าช่อง การไหลมีทิศทางการไหลหักเหต้านกับความเร็วรอบ ของกังหันจึงทำให้มีแรงบิดที่น้อย อีกทั้งยังพบเห็น การไหลวนที่เกิดขึ้นที่หน้าใบกังหันซึ่งตรงกันข้ามกับ รูปที่ 3(a) ที่เกิดขึ้นหลังใบกังหัน นอกจากนี้ก็ยังพบ การไหลรั่วข้ามใบที่มากกว่ารูปที่ 3(a) หลังจากได้พบ เห็นพฤติกรรมการไหลดังรูปที่ 3 แล้วจึงนำผลที่ได้ไป พล็อตกราฟได้ดังรูปที่ 4 โดยแยกพิจารณาได้ 2 อย่าง คือพิจารณาค่าประสิทธิภาพไอเซ็นโทรปิคและกำลัง กังหันที่ได้รับ

พิจารณาประสิทธิไอเซ็นโทรปิคจะเห็นได้ว่าที่ มุมการไหลเท่ากับ 5 องศาจะมีประสิทธิภาพไอเซ็น โทรปิคที่น้อยเท่ากับ 57.4% โดยมีการไหลเฉือนที่ มากก่อให้เกิดความร้อนเท่ากับ 42.6% และเมื่อมีมุม การไหลเท่ากับ 40 องศา จะมีการไหลเฉือนที่น้อยลง โดยมีประสิทธิภาพไอเซ็นโทรปิคเท่ากับ 59.185% ก่อให้เกิดความร้อนขึ้นเท่ากับ 40.815% จนกระทั้งที่ มุมการไหลเท่ากับ 60 องศาจะมีกราฟที่ตกลงแสดงให้ เห็นถึงความไม่เหมาะสมของมุมการไหลเข้ากับ ความเร็วรอบกังหันก่อให้เกิดการไหลเฉือนที่รุนแรง โดยมีประสิทธิภาพไอเซ็นโทรปิคเท่ากับ 57.846%



(a) มุมการไหลเข้าเท่ากับ 40 องศา



(b) มุมการไหลเข้าเท่ากับมุม 5 องศา ร**ูปที่ 3** สนามการไหลของเส้นการไหลความเร็วแก๊ส

เข้าช่องการไหลกังหันแก๊สจะเป็นความเร็วสัมพัทธ์เมื่อ แก๊สไหลผ่านช่องการไหลจนถึงทางออกของช่องการ ไหล แก๊สจะมีความเร็วที่เพิ่มสูงมากขึ้นโดยเฉพาะ ปลายช่องการไหลจะมีความเร็วสูงที่สุดเนื่องจาก ความเร็วของแก๊สถูกบีบอัดตัวด้วยพื้นที่ของช่องการ ไหลเป็นแบบ Nozzle Shape เมื่อแก๊สไหลออกจาก ช่องการไหล ความเร็วของแก๊สจะลดลงเนื่องจากมี พื้นที่ทางออกที่มากขึ้น หลังจากที่ได้พบถึงเส้นการ ไหลความเร็วของแก๊สไหลจากทางเข้าจนไปถึง ทางออกแล้ว ได้สังเกตเห็นถึงพฤติกรรมการไหลของ





ร**ูปที่ 4** ประสิทธิภาพไอเซ็นโทรปคและกำลังกังหัน พิจารณากำลังกังหันที่ได้จากสมการที่ 9 พบว่าเมื่อปรับค่ามุมการไหลเข้าที่เพิ่มขึ้นจะทำให้ได้ แรงบิดที่เพิ่มขึ้นเนื่องจากการไหลมีทิศทางการไหลไป ปะทะกับใบกังหันดังแสดงในรูปที่ 3(a) และผลลัพธ์ดัง รูปที่ 4 ซึ่งที่มุมการไหลเข้าเท่ากับ 40 องศาจะมีกำลัง กังหันเท่ากับ 39.8 kW ส่วนที่มุมการไหลเท่ากับ 5 องศาจะมีกำลังกังหันเท่ากับ 26.7 kW เนื่องมาจากมี ทิศทางการไหลต้านกับความเร็วรอบจึงได้กำลังที่น้อย

5. สรุป

การจำลองกังหันแก๊สแบบไหลเข่าตามแนวรัศมีทำ ใหเราเขาใจถึงปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นเมื่อมีมุมการไหล เข้าเปลี่ยนไป เช่นการไหลเฉือนกันภายในช่องการ ไหลของกังหันแก๊ส การไหลวน การไหลรั่วข้ามใบและ ทิศทางการไหลย้อนเมื่อมีมุมการไหลเข้าที่น้อย ซึ่ง ปรากฏการณ์ดังกล่าวเป็นประโยชน์อย่างมากที่ สามารถนำเราไปสูการออกแบบและพัฒนากังหันแก๊ส แนวรัศมีใหมีสมรรถนะสูงขึ้น

ในเบื้องตนนั้นเราไดทำการตรวจสอบความถูกตอง ของแบบจำลองกังหันแก๊สแบบไหลเขาตามแนวรัศมี โดยเลือกแบบจำลองจากบทความนานาชาติที่ เกี่ยวข้องกับงานวิจัย ซึ่งเราเชื่อมั่นวาถ่าได้มีข่อ มูลจากผลจากการทดลองมาชวยเปรียบเทียบกันกับ ผลที่ได้จากการจำลองจะเปนตัวสร่างความเข่าใจใน การสร่างแบบจำลองนี้เพื่อศึกษาอิทธิพลตางๆและ นำไปสูการเพิ่มสรรมถนะของกังหันตอไป

6.ข้อเสนอแนะ

งานวิจัยในอนาคตจะมีการปรับเปลี่ยน ระยะห่างระหว่างใบกังหันกับเรือนกังหันและเพิ่ม ความเร็วรอบของกังหันให้มีความเร็วที่เหมาะสมกับ ขนาดของกังหันเพื่อดูถึงปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นอัน ส่งผลต่อสรรถนะของกังหันแก๊สต่อไป

7. กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบคุณภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกลคณะ วิศวกรรมศาสตร์มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหานคร ที่ ได้เอื้อเฟอเครื่องสแกน และ สจล.ที่อำนวยเครื่อง คอมพิวเตอร ที่มีประสิทธิภาพสูงกับการสนับสนุน โปรแกรม ANSYS CFX 12.0 อันเปนประโยชน์ ตอการทำงานวิจัยในครั้งนี้

8. เอกสารอางอิง

[1] Andrew Wang, Benny Benson and Ed Wheless, Microturbine Operating Experience at Landfills, Swana LFG Symposium-Tampa, Florida, Capstone Turbine Corporation, Paris), 2003.

[2] Benjamin Wuthrich H. Nordborg, Y.-J. Lee and Simulation and Validation L. Kleiser. of Compressible Flow in Nozzle Geometries and Validation of OpenFOAM for this application, Computation Science and Engineering MSc Master Thesis SS 07, Institute of Fluid Dynamics, Eidgenossische Technische Hochschule Zurich ,Swiss Federal Institute of Techology Zurich [3] R. Aghaei tog, A.M. Tousi and A. Tourani, Comparison of Turbulence Methods in CFD Analsis Compressible Radial of Flow in Turbomachines. Aircraft Engineering and Aerospace Techology, Vlo. 80 (6), 2008, pp. 657-665.

[4] RapidformXO Redesign Application

[5] ณรงค์ พิทักษ์ทรัพย์สิน และประสิทธิ์ วัฒนวงศ์ สกุล. 2550. วิศวกรรมข้อนรอยกับการสร้าง



แบบจำลองผลิตภัณฑ์. พิมพ์ครั้งที่ 1. ปทุมธานี : ศูนย์เทคโนโลยีโลหะและวัสดุแห่งชาติ (เอ็มเทค) [6] ANSYS CFX,Release 12.0 CFX-Solver Theory Guide , 2006.

[7] HIH Saravanamuttoo, G.F.C. Roger and H
Cohen (2001), Gas Turbine Theory 5th edition.
[8] S.L. Dixon,B.Eng., Ph.D. F (1998). Fluid
Mechanics Thermodynamic of Turbomachinery 5th
edition,in SI/Metric units, ISBN: 0-7506-7870-4,
Elsevier Butterworth–Heinemann.

[9] K. Kadoya, N. Matsunaga and A. Nagashima, Viscosity and Thermal Conductivity of Dry Air in the Gaseous Phase, Journal Physical and Chemical, Vol.14, No.4, 1985.

[10] กิตติภาส วศินารมณ์. 2553. "การวิเคราะห์ทาง ความร้อนและการจำลองเชิงตัวเลขของห้องไหม้ เครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาคเล็ก (200 กิโลวัตต์)." วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล บัณฑิตวิทยาลัย, สถาบัน เทกโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาคกระบัง.