

การศึกษาและวิเคราะห์กังหันแก๊สเทอร์ไบน์แนวรัศมีขนาดเล็กเพื่อผลิตกำลังที่ 200 KW

Study and analysis of small radial gas turbine to produce 200 KW

มณฑล นัทรพัย, นิวัฒน์ ภูเจริญ และ จารุวัตร เจริญสุข*

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ถนนฉลองกรุง

เขตลาดกระบัง กรุงเทพมหานคร 10520

* ติดต่อ: โทรศัพท์: 023 264 197, โทรสาร: 023 264 198

E-mail: kcjarruw@kmitl.ac.th

บทคัดย่อ

ในการพัฒนาเทอร์ไบน์แบบไหลเข้าตามแนวรัศมีของเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์ขนาดเล็กนั้น จะเริ่มจากการวิเคราะห์รูปแบบการไหลและการกระจายความดันในช่องระหว่างกลีบของใบกังหันขนาดเล็ก โดยใช้รูปแบบของใบกังหัน ที่ได้ทำการลอกแบบมาจาก IHI เทอร์โบชาร์จเจอร์รุ่น RHC9 เพื่อใช้ในการศึกษา จากนั้นทำการวิเคราะห์สมรรถนะของเทอร์ไบน์จากผลการจำลองในด้านประสิทธิภาพทางกล และประสิทธิภาพไอเซนโทรปิก ที่อัตราส่วนความเร็วปลายใบกังหันที่ทางเข้า ตั้งแต่ 0.1 ถึง 0.7 ณ ความเร็วรอบตั้งแต่ 50000 55000 ถึง 60000 โดยมีความดันทางเข้าที่แตกต่างกันผลการจำลองพบว่าอัตราส่วนความเร็วปลายใบกังหันที่ทางเข้าเท่ากับ 0.3 จะมีประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกสูงสุดเท่ากับ 44 % และมีประสิทธิภาพทางกลเท่ากับ 33 % ซึ่งพบว่าอัตราส่วนความเร็วปลายใบกังหันที่ทางเข้านี้มีผลต่อพารามิเตอร์ต่างๆ เช่น อัตราการไหลเชิงมวล ความดัน และอุณหภูมิ อันเป็นผลต่อการเพิ่มสมรรถนะของเทอร์ไบน์แบบไหลเข้าตามแนวรัศมี ซึ่งในบทความนี้ได้นำวิธีการจำลองแบบปริมาตรสี่เหลี่ยมหรือวิธีไฟไนต์วอลุ่มมาช่วยในการวิเคราะห์พารามิเตอร์ต่างๆของการจำลองเทอร์ไบน์แบบไหลเข้าตามแนวรัศมี จึงทำให้เข้าใจปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นในรูปแบบการไหลและอิทธิพลของปัจจัยต่างๆ ที่มีผลต่อสมรรถนะของเทอร์ไบน์สามารถนำไปสู่การออกแบบและพัฒนาเทอร์ไบน์แนวรัศมีให้มีสมรรถนะที่สูงขึ้นต่อไป

คำหลัก: เทอร์ไบน์แบบไหลเข้าตามแนวรัศมี/อัตราส่วนความเร็วปลายใบกังหันที่ทางเข้า/วิธีไฟไนต์วอลุ่ม

Abstract

A development of a small radial turbine begins with an analysis of flow pattern and pressure within the turbine blade. By using a computer aided measurement technology, a digital image of IHI turbocharger RHC9 model was obtained. The scope includes an assessment of turbine's performance in terms of isentropic and mechanical efficiencies at various rotational speeds and inlet velocities, defined in term of tip speed ratio. It covers the effect of turbine speed between 50000 55000 and 60000 rpm where the tip speed ratio is between 0.1 and 0.7. The simulation results suggest that at the tip speed ratio around 0.3, the value of maximum isentropic efficiency of 44 % and mechanical efficiency of 33%, which indicate that the blade tip speed ratio at the entrance affect many parameter such as mass flow rate, pressure and temperature. Consequence in an increasing of the radial turbine performance. In this paper finite volume method is used for analyzing parameters of the simulating radial turbine. Purpose to understand flow phenomena and other influence factors. This paper can lead to design and develop of radial turbine to achieve more performance in the future.

Keywords: Radial Turbine /Tip Speed Ratio/Finite Volume Method

1. บทนำ

กังหันแก๊สเทอร์ไบน์ที่มีการไหลแนวรัศมีได้ถูกนำมาใช้กันอย่างกว้างขวางในทางด้านอุตสาหกรรมยานยนต์โดย S.L. Dixon [1] ผลิตกำลังเทอร์ไบน์ขนาดเล็กที่มีขนาด 10 KW ได้ในปี 1971 ต่อมาได้มีการศึกษาที่ Rolls-Royce ในส่วนของการหล่อเย็นเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพของเทอร์ไบน์ซึ่งเป็นสิ่งสำคัญในการปรับปรุงสมรรถนะแก๊สเทอร์ไบน์ที่มีเทคโนโลยีสูงดังเช่น เครื่องยนต์เทอร์โบชาร์ฟ เป็นต้น นอกจากนี้กังหันแก๊สเทอร์ไบน์ซึ่งเป็นอุปกรณ์จักรกลสมรรถนะสูงยังทำหน้าที่เปลี่ยนพลังงานกลไปเป็นกำลังไฟฟ้า โดยมีโครงสร้างพื้นฐานของกังหันเทอร์ไบน์ที่ประกอบด้วยใบกังหันซึ่งติดอยู่กับดุมแกนเพลลาซึ่งเชื่อมต่อระหว่างกังหันเทอร์ไบน์กับใบคอมเพรสเซอร์ครีปที่หยุดนิ่ง (Nozzle guide vane) ฝาครอบ และ Volute ซึ่งเป็นทางเข้าของไอเสียมีลักษณะเป็นขดคล้ายรูปกันหอยกังหันเทอร์ไบน์เป็นอุปกรณ์ที่มีการนำแก๊สที่เกิดจากการสันดาปภายในห้องเผาไหม้ (อุณหภูมิและความดันสูง) มาเป็นตัวขับเคลื่อนกังหันเทอร์ไบน์ให้ขับเคลื่อนหมุนไปได้เพื่อผลิตกระแสไฟฟ้าก่อนที่จะปล่อยแก๊สทิ้งไปอย่างไร้ประโยชน์เพื่อเป็นแหล่งกำเนิดไฟฟ้าที่ยั่งยืนใน ขณะที่ยังคงรักษาลิ่งแวดล้อมที่สะอาด อย่างไรก็ตามการปรับเปลี่ยนรูปทรงกังหันเทอร์ไบน์นั้นก็มีความซับซ้อนอย่างมากจึงเป็นสิ่งท้าทายอย่างมากที่จะออกแบบให้กังหันเทอร์ไบน์นั้นมีการผลิตกำลังไฟฟ้าให้ได้ตามเป้าหมาย (200 KW) และมีสภาพการทำงานพอเหมาะกับขนาดของเทอร์ไบน์ จากนั้นจึงได้ศึกษาถึงลักษณะการไหลของอากาศที่ไหลภายในคอมเพรสเซอร์และอิทธิพลต่างๆที่เกี่ยวข้องจากบทความ Kui Jiao และคณะ [2] ซึ่งจากการค้นคว้าได้ค้นพบถึงลักษณะการไหลของอากาศที่มีผลต่อทางออกของคอมเพรสเซอร์และเทคนิคการจำลองโดยใช้โปรแกรม Fluent เช่น เทคนิคการสร้าง Mesh แบบ tetrahedral และการใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของ k- ϵ turbulence modal ในการจำลอง เป็นต้น ถึงแม้ว่าการสืบค้นงานทางด้าน

การจำลองกังหันเทอร์ไบน์ที่ไหลแนวรัศมีมีค่อนข้างน้อยจึงได้มีการนำความรู้ที่ได้ศึกษาจากบทความดังกล่าวมาประยุกต์ใช้กับการจำลองฝั่งของเทอร์ไบน์เพื่อเป็นแนวทางในการศึกษาขั้นต้นของการจำลองและตั้งต้นด้วยการนำเทอร์โบของ IHI รุ่น RHC9 มาเป็นต้นแบบการศึกษาในครั้งนี้

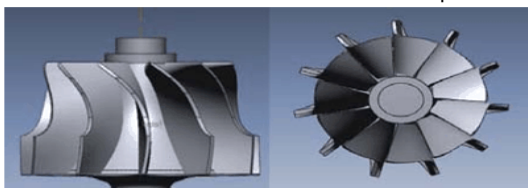
แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของกังหันเทอร์ไบน์เป็นเครื่องมือที่มีความสำคัญในการเข้าใจและตรวจสอบผลกระทบของการออกแบบต่างๆ และปัจจัยในการทำงานต่อสมรรถนะกังหันเทอร์ไบน์ผลที่ได้จากแบบจำลองจะนำมาพิจารณาเป็นแนวทางในการออกแบบและเลือกสภาพการทำงานของกังหันเทอร์ไบน์ต่อไป

จุดอ่อนของการจำลองเชิงตัวเลข นั้นคือไม่รับประกันถึงความแม่นยำของสถานการณ์ทางธรรมชาติในแต่ละขั้นตอนในกรณีที่มีการเตาและกำหนดค่าที่ไม่ทราบขึ้นมาเองแล้วใส่เข้าไปในแบบจำลอง เป็นต้น อย่างไรก็ตามหากมีความระมัดระวังในการพิจารณาผลของการจำลองและเปรียบเทียบผลที่ได้จากการจำลองกับข้อมูลจากการทดลอง ก็จะช่วยให้ผลการจำลองที่ได้มีประโยชน์ในการพัฒนากังหันเทอร์ไบน์ได้ในบทความนี้เรานำเสนอการจำลองการไหลของแก๊สที่ไหลผ่านกังหันเทอร์ไบน์โดยผลที่ได้นั้นอยู่ในย่านความเร็วต่ำกว่าเสียงโดยจะทำการศึกษาผลกระทบของการปรับเปลี่ยนอัตราส่วนความเร็วปลายใบที่ปากทางเข้า (tip speed ratio) ณ ความเร็วรอบต่างๆ ต่อค่าของประสิทธิภาพทางกลและประสิทธิภาพไอเซ็นทรอปิก ทั้งนี้เพื่อมองหาความเชื่อมโยงระหว่างผลของการจำลองกับเงื่อนไขของการจำลองที่ได้กำหนดขึ้นโดยในอนาคตจะต้องมีการพิจารณาประกอบกับผลการทดลองที่เชื่อถือได้ก่อนนำความรู้ที่ได้ไปใช้เป็นแนวทางในการออกแบบเทอร์ไบน์ตามเป้าหมายต่อไป

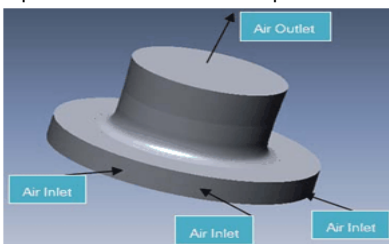
ตารางที่ 1 ขนาดกังหันเทอร์โบ

dใบพัด (mm)	89	hคูลลิ่ง	3
dทางออก (mm)	36	hคูลลิ่ง	1.4
dคูลลิ่ง (mm)	13.5	tใบพัด	5
dคูลลิ่ง (mm)	9.48	α ทางเข้า	87
hใบพัดทางเข้า (mm)	12.8	β ทางออก	32
จำนวนใบพัด 11 ใบ			

เมื่อ d คือเส้นผ่านศูนย์กลาง, h คือความสูง
t คือความหนา, A คือพื้นที่, α และ β คือ มุม



มุมมองด้านข้าง มุมมองด้านบน



รูปที่ 1 รูปเทอร์โบของเทอร์โบ รุ่น RHC9

2 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์

2.1 ไดอะแกรมสามเหลี่ยมความเร็ว

มุม 90 องศาสำหรับการไหลเข้าแนวรัศมี เมื่อ C_2 หรือ V_a คือ ความเร็วอากาศ, U_2 หรือ V_θ คือความเร็วใบกังหัน W_2 หรือ V_r คือความเร็วสัมผัส, β คือมุมของความเร็วสัมผัส, α คือมุมของความเร็วสัมผัสเมื่อ 2 คือทางเข้าโรเตอร์, 3 คือทางออกโรเตอร์ตามลำดับ จากรูปที่ 3 เป็นการเขียนสามเหลี่ยมความเร็วซึ่งมีการไหลเข้าคือความเร็วสัมผัสไหล W_2 หรือเรียกว่าการไหลเข้าตามแนวรัศมี ในขณะที่ทางออกจะมีการไหลตามแนวแกนคือการไหลสัมผัสที่ทางออกโรเตอร์ C_3 หรือเรียกได้ว่าเป็นความเร็วของของไหลตามแนวแกน นี่คือการออกแบบรูปร่างของสามเหลี่ยมความเร็วซึ่งเป็นที่นิยมกันอย่างมากในหลายๆยุคสมัยหรือเรียกได้ว่าเป็นจุดเงื่อนไขการออกแบบที่พอเหมาะได้มาจากหนังสือของ S.L. Dixon [1]

2.1.1 การกำหนดอัตราส่วนความเร็วปลายใบกังหันเป็นดังนี้

อัตราส่วนความเร็วปลายใบกังหัน $= V_{r,b}/V_{\theta,b} = 0.1-0.7$

การหาค่าของ $V_{\theta,inlet}$ และ $V_{r,inlet}$ เพื่อการกำหนดเงื่อนไขเริ่มต้นที่ทางเข้าของเทอร์โบ

จากกฎอนุรักษ์มวลจะได้

$$V_{r,b}/V_{r,inlet} = A_b/A_{inlet} \quad (1)$$

เมื่อ $A_b = r_b \theta t_b$, $A_{inlet} = r_{inlet} \theta t_{inlet}$ เมื่อ $t_b = t_{inlet}$

นำค่า A_b และ A_{inlet} แทนในสมการที่ (1) จะได้

$$V_{r,inlet} = V_{r,b} r_b / r_{inlet} \quad (2)$$

และจากกฎโมเมนตัมเชิงมุมจะได้

$$V_{\theta,inlet} = V_{\theta,b} r_b / r_{inlet} \quad (3)$$

เมื่อ $V_{\theta,b}$ คือความเร็ว Angular ปลายใบกังหัน, (m/s)

$V_{r,b}$ คือความเร็วรัศมีปลายใบกังหัน, (m/s)

$V_{r,inlet}$ คือความเร็วรัศมีที่ทางเข้าเทอร์โบ, (m/s)

$V_{\theta,inlet}$ คือความเร็ว Angular ที่ทางเข้าเทอร์โบ, (m/s)

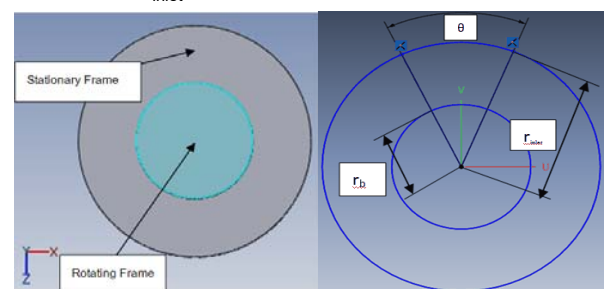
r_{inlet} คือรัศมีที่ทางเข้าของเทอร์โบ, (m/s)

r_b คือรัศมีของใบกังหัน, (m)

A_b คือพื้นที่ผิวที่ทางเข้าใบกังหัน, (m²)

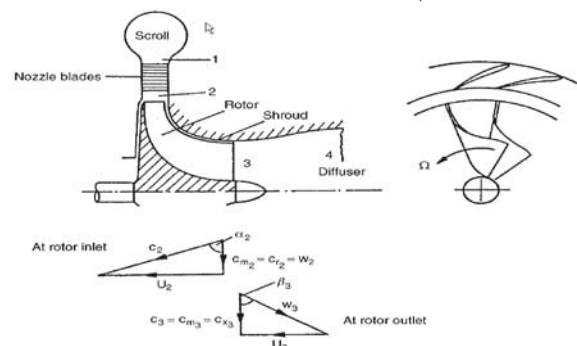
A_{inlet} คือพื้นที่ผิวที่ทางเข้าเทอร์โบ, (m²)

t คือความหนาที่ทางเข้าใบกังหันและทางเข้าเทอร์โบ โดยที่ $r_{inlet} = 66 \text{ mm}$, $t = 20 \text{ mm}$



รูปที่ 2 การแสดงความสัมพันธ์ของอัตราความเร็ว

ปลายใบกังหันเพื่อหาความเร็ว $V_{r,inlet}$, $V_{\theta,inlet}$



รูปที่ 3 แสดงไดอะแกรมความเร็วด้วยมุม 90 องศา

2.2 สมการอนุรักษ์มวลและโมเมนตัม

The 3-D Reynolds averaged compressible Navier–Stokes equations กับ วิธี standard k- ϵ turbulence เป็นวิธีที่ใช้แก้ปัญหาในโปรแกรมสำเร็จรูปเชิงพาณิชย์ของ ANSYS CFX, Release 11 [3] และให้สมการอนุรักษ์มวลและโมเมนตัมเป็นดังนี้

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \frac{\partial u_j}{\partial x_j} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \right) \delta_{ij} \right] \quad (4)$$

เมื่อ ρ คือความหนาแน่น (kg/m^3), u คือความเร็วสัมบูรณ์ (m/s), P คือความดัน (Pa), K คือพลังงานจลน์แบบเทอร์บิวเลนซ์ (m^2/s^2), μ คือความหนืดไดนามิก (kg/ms), μ_t คือความหนืดแบบเทอร์บิวเลนซ์ (kg/ms) อักษรตัวห้อย i, j และ l คือการบ่งชี้ถึงทิศทางของความเร็วในแกน x, y และ z เมื่อ δ_{ij} เท่ากับ 1 ก็ต่อเมื่อ $i = j$ หรือถ้า i ไม่เท่ากับ j ให้เท่ากับ 0

$$U_{rel} = U_{stn} - \omega \times R \quad (5)$$

ซึ่งจากการวิเคราะห์ผลที่ได้จากการจำลองความเร็วในเทอร์ไบน์จะพบว่ามีความเร็วสัมพัทธ์ที่ไหลผ่านช่องการไหลของใบกังหันเมื่อเทียบกับแกนอ้างอิงหมุน

เมื่อ U_{rel} คือความเร็วสัมพัทธ์ (m/s), U_{stn} คือความเร็วสัมบูรณ์หรือความเร็วในบริเวณ Stationary Frame เมื่อเทียบแกนอ้างอิง (m/s), ω คือความเร็วเชิงมุม (rad/s) และ R คือ local radius vector (m)

ส่วนสมการอนุรักษ์สำหรับพลังงานจลน์แบบเทอร์บิวเลนซ์ k และอัตราส่วนการสูญเสีย ϵ (m^2/s^3) แสดงสมการดังนี้

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho k u_j) = \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \rho \epsilon \quad (6)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \epsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{k} G_k - C_{\epsilon 2} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (7)$$

เมื่อ σ_k และ σ_ϵ คือค่า $k-\epsilon$ turbulence modal มีค่าเท่ากับ 1.0 และ 1.3, P_k (kg/ms^3) คือค่าอัตราการก่อกำเนิดพลังงานจลน์เทอร์บิวเลนซ์เนื่องจากเกเดียนความเร็วเฉลี่ย

$$P_k = \left[\mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \right) \delta_{ij} \right] \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (8)$$

เมื่อ γ และ R คืออัตราส่วนความร้อนจำเพาะและค่าคงที่ของแก๊ส (J/kg-K), T คือ อุณหภูมิ (K)

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (9)$$

กำหนดค่าคงที่ $C_{\epsilon 1}$, $C_{\epsilon 2}$ และ C_μ เท่ากับ 1.44, 1.92 และ 0.09 ตามลำดับ

2.3 สมการอนุรักษ์พลังงาน

$$\nabla \cdot (\rho U h_{total}) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + \nabla \cdot (U_{stn} \cdot \tau) \quad (10)$$

เมื่อ h คือเอนทาลปีรวม (m^2/s^2), λ คือค่าการนำความร้อน (W/m K) และ $U \cdot \tau$ คือเทอม viscous work

$$(\tau_{ij}) = (\mu) \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \right) \quad (11)$$

2.4 ประสิทธิภาพเชิงกลและประสิทธิภาพไอเซ็นทรอปิคของเทอร์ไบน์

$$\eta_{mech, turbine} = \frac{T \omega}{PQ + KE} \quad (12)$$

เมื่อ T คือแรงบิดของเทอร์ไบน์ (Nm), ω คือความเร็วเชิงมุม (rad/s), P คือความดัน (N/m^2), Q คืออัตราการไหลปริมาตร (m^3/s) และ KE คือ พลังงานจลน์ (W) ซึ่งจากสมการดังกล่าวเป็นแนวคิดที่กำหนดขึ้นตามหลักพื้นฐานทางวิชาเทอร์โมไดนามิกส์โดยสมมติฐานว่าที่ทางเข้ามีงานเนื่องจากการไหลรวมอยู่

$$\eta_{isentropic, turbine} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 \left[1 - \left(\frac{1}{r_p} \right)^{\left(\frac{\gamma-1}{\gamma} \right)} \right]} \quad (13)$$

เมื่อ T_3 และ T_4 คืออุณหภูมิทางเข้าและทางออก (K)

$r_p = p_3/p_4$ คืออัตราส่วนความดัน

γ คืออัตราส่วนความร้อนจำเพาะ ซึ่งสมการดังกล่าว นั้น ได้ มา จาก หนังสือ ของ HIH Saravanamuttoo [4]

2.5 กฎของแก๊สอุดมคติและกฎทรงมวล

$$P = \rho R T \quad (14)$$

$$\dot{m} = \rho A V \quad (15)$$

เมื่อ P คือความดัน (N/m^2), ρ คือความหนาแน่นของแก๊ส (kg/m^3), R คือค่าคงที่ของแก๊ส ($kJ/kg \cdot K$), T คืออุณหภูมิ (K) และ $\dot{m}$ คืออัตราการไหลมวลของแก๊ส (kg/s), A คือพื้นที่ (m^2), V คือความเร็วของแก๊ส (m/s)

2.6 เงื่อนไขขอบเขตของปัญหา ซึ่งกำหนดให้

-ใช้วิธีการคำนวณเชิงตัวเลขทางพลศาสตร์ของไหล (Computational Fluid Dynamics CFD) บนพื้นฐานของระเบียบวิธีปริมาตรสลับเนื่อง (Finite Volume Method)

-มีการไหลเป็นแบบคงตัว (steady flow)

-เมชที่ใช้เป็นแบบสามเหลี่ยม (tetrahedral) เนื่องจากรูปทรงมีความซับซ้อน

-ใบกังหันหมุน (Rotating Frame) และให้ฝาคกรอบเป็นส่วนที่หยุดนิ่ง (Stationary Frame)

-มีการไหลเข้าในแนวรัศมี (Radial Flow)

-มีการไหลออกในแนวแกน (Axial Flow)

-จำลองที่ย่าน Subsonic หรือ มัคนัมเบอร์ < 1

-การไหลเป็นแบบปั่นป่วน (Turbulent Flow)

-มีความร้อนเนื่องจากความหนืด

-ไม่คิดการแผ่รังสีความร้อน

3. ผลการจำลองและการวิเคราะห์ผล

เนื่องจากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่แสดงไว้ข้างต้นนั้นอยู่บนพื้นฐานของหลักการอนุรักษ์วิธีเชิงตัวเลขถูกใช้เพื่อหาคำตอบของการแปลงรูปสมการควบคุมโดยวิธีไฟไนต์วอลุ่มคือโปรแกรม Ansys Version 11 [3] แบบจำลองนี้กำหนดให้กังหันเทอร์ไบน์รวมถึงทางเข้าและทางออกเป็นปริมาตรสลับเนื่อง สมรรถนะของแก๊สที่ได้ทำการจำลองโดยใช้เชื้อเพลิงเป็นอากาศทำงานที่อุณหภูมิ 1000 K และ 1200 K โดยได้มาจากบทความของ กิตติภาสและคณะ [5] เพื่อนำมาเปรียบเทียบกับสมรรถนะของเทอร์ไบน์และกำหนดให้มีความเร็วทางเข้าเป็นไปตามอัตราส่วนความเร็วปลายใบ

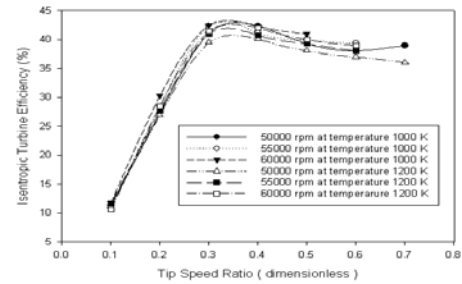
ตารางที่ 2 พารามิเตอร์ที่ใช้ตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลอง

ความเร็วที่ทางเข้าหาได้จาก	(2) และ (3)	
อุณหภูมิทางเข้า (T), K	1000	1200
อัตราส่วนความร้อนจำเพาะของอากาศ, (Y)	1.336	1.323
ค่าความจุความร้อนของอากาศ (cp), $KJ kg^{-1} K^{-1}$	1.1141	1.1746
ค่าความหนืดของอากาศ ($10^{-5} kg m^{-1} s^{-1}$)	4.153	4.626
ค่าการเหนี่ยวนำความร้อน ($10^{-5} KW m^{-1} K^{-1}$)	6.754	7.64
ความเร็วรอบของเทอร์ไบน์ (rpm)	50k, 55k, 60k	
อากาศของไหลอัดตัวได้	แก๊สอุดมคติ	
เทอร์ไบน์หมุนทิศทาง	ทวนเข็มนาฬิกา	
ค่าความผิดพลาดในการลู่อื่นของโปรแกรม	0.0001	

กังหันดังสมการที่ (2) และ (3) โดยที่กำหนดให้อากาศเป็นแก๊สอุดมคติมีเงื่อนไขตามตารางที่ 2 ซึ่งคุณสมบัติของอากาศได้มาจากหนังสือของ G.F.C. Rogers และ Y.R. Mayhew [6] ดังที่ได้กล่าวไว้ข้างต้นแล้วว่าบทความนี้ได้มีการแสดงถึงการจำลองของเทอร์ไบน์เพียงอย่างเดียวดังนั้นจึงได้มีการกำหนดค่าของความเร็วยรอบเพื่อที่จะดูแนวโน้มความเป็นไปได้ของประสิทธิภาพที่ได้จากการจำลองซึ่งผลที่ได้นั้นยังอยู่ในกรณีศึกษาต่อไป โดยที่ตั้งสมมติฐานค่าของความเร็วยรอบของเทอร์ไบน์ให้อยู่ในย่าน 50000 55000 และ 60000 rpm ตามลำดับ และให้ค่าอัตราส่วนความเร็วปลายใบกังหันอยู่ในช่วง 0.1 – 0.7 เหตุผลที่ตั้งช่วงการทำงานดังกล่าวเป็นเพราะว่าค่าดังกล่าวอยู่ในช่วงของมัคนัมเบอร์ที่น้อยกว่า 1 (subsonic) จากรูปที่ 4 แสดงถึงกราฟของประสิทธิภาพไอเซนทรอปิก โดยที่จะทำการวิเคราะห์และเปรียบเทียบค่าที่สูงสุดของกราฟและค่าที่ต่ำสุดของกราฟนี้และเพื่อความเข้าใจที่สอดคล้องไปกับสมการที่ 13 และผลจากการจำลองที่ได้ ซึ่งที่ค่าสูงสุดของกราฟจะเห็นได้ว่ามีค่าอัตราส่วนความเร็วปลายใบกังหันที่ 0.3 และค่าความเร็วยรอบเท่ากับ

55000 rpm ที่อุณหภูมิทางเข้าเท่ากับ 1000 K ความดัน 142739 pa อุณหภูมิทางออกเท่ากับ 965K และค่าประสิทธิภาพไอเซ็นโทรปิกเท่ากับ 43% ซึ่งที่ค่าต่ำสุดของกราฟมีค่าอุณหภูมิเท่ากับ 1200 K ความดัน 134652 pa อุณหภูมิทางออกเท่ากับ 1167 K จะมีค่าประสิทธิภาพไอเซ็นโทรปิกเท่ากับ 41% เหตุที่ได้ประสิทธิภาพไอเซ็นโทรปิกที่ต่างกันเนื่องมาจากการเปลี่ยนแปลงของความดันและอุณหภูมินั้นเองหรือจะดูในแง่ของอัตราส่วนความดันดังแสดงในรูปที่ 5 ซึ่งผลของค่าประสิทธิภาพไอเซ็นโทรปิกดังแสดงในรูปที่ 4 และ 5 เป็นการคำนวณมาจากสมการที่ 13 เพื่อแสดงให้เห็นถึงอุณหภูมิและความดันที่เปลี่ยนแปลงไปเมื่ออัตราส่วนความเร็วปลายใบกังหันเปลี่ยนแปลง ซึ่งจะสังเกตได้ว่าค่าของอัตราส่วนความเร็วปลายใบกังหันมีการเพิ่มขึ้นสูงมากเป็นเพราะว่าในช่วงค่าอัตราส่วนความเร็วปลายใบกังหันที่ 0.1-0.3 มีค่าของความเร็วและความดันที่เหมาะสม(มีความดันและมุมของความเร็วของแก๊สที่เหมาะสม)จึงมีผลทำให้ค่าประสิทธิภาพไอเซ็นโทรปิกมีค่าเพิ่มขึ้นแต่เมื่อมีค่าอัตราส่วนความเร็วปลายใบกังหันเพิ่มขึ้น เป็นผลทำให้ความดันและความเร็วของแก๊สเพิ่มขึ้นด้วยจึงทำให้ค่าประสิทธิภาพของไอเซ็นโทรปิกลดลง เนื่องมาจากความดันที่มากเกินไปจะต้านทานทิศทางการหมุนของใบกังหันและค่าความเร็วของแก๊สที่มากเกินไปทำให้มุมการไหลของแก๊สมีความไม่เหมาะสมเนื่องจากมุมนั้นจะเปลี่ยนแปลงไปตามความเร็วของแก๊ส ซึ่งเป็นไปตามสามเหลี่ยมความเร็วที่ได้กล่าวไว้ข้างต้น ดูลักษณะการไหลของแก๊สในรูปแบบ Streamline ได้รูปที่ 9 และ 10 ส่วนในรูปที่ 6-8 นั้นแสดงค่าประสิทธิภาพทางกลโดยมีเงื่อนไขแบ่งการพิจารณาได้เป็น 3 กรณีดังนี้ 1)ที่อัตราส่วนความเร็วเปลี่ยนแปลงไปความเร็วรอบและอุณหภูมิคงที่ คือเท่ากับ 55000rpm และ1000 K ดูได้จากรูปที่ 6 พบว่าประสิทธิภาพทางกลที่เพิ่มขึ้นเรื่อยๆ อันเนื่องมาจากอัตราการไหลมวลและแรงบิดเพิ่มขึ้นนั่นเอง

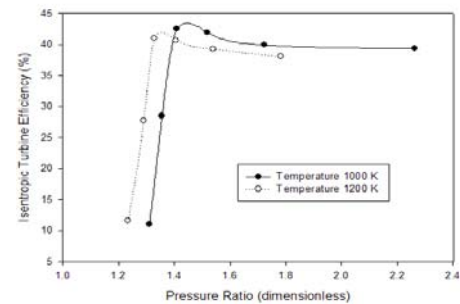
Isentropic Turbine Efficiency Curve at 50000 55000 and 60000 rpm



รูปที่ 4 แสดงประสิทธิภาพไอเซ็นโทรปิกที่ 50000

55000 และ 60000 rpm อุณหภูมิ 1000 K และ 1200 K

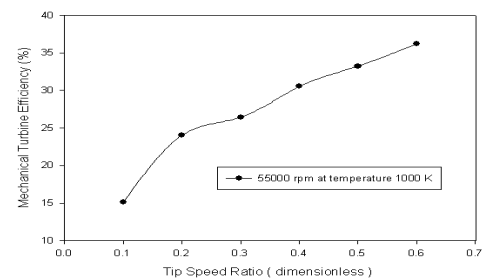
Isentropic Turbine Efficiency - Pressure Ratio Curve



รูปที่ 5 แสดงประสิทธิภาพไอเซ็นโทรปิก - อัตราส่วน

ความดันที่ 55000 rpm

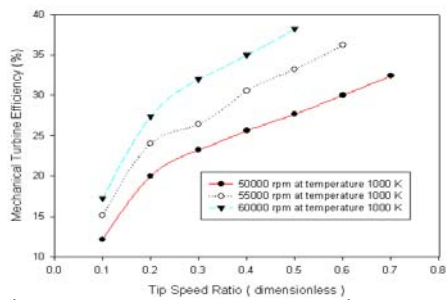
Mechanical Turbine Efficiency Curve at 55000 rpm



รูปที่ 6 แสดงประสิทธิภาพทางกลที่ 55000 rpm

ความดัน 142739 และ 153780 pa อุณหภูมิ 1000 K 2)ที่ความเร็วรอบและค่าอัตราส่วนความเร็วปลายใบกังหันต่างกันแต่มีอุณหภูมิคงที่คือเท่ากับ 1000 K ดูได้จากรูปที่ 7 พบว่าเมื่ออัตราส่วนความเร็วเพิ่มถึง 0.3 (ซึ่งเป็นค่าสูงสุดของกราฟประสิทธิภาพไอเซ็นโทรปิก) นั้นพบว่าได้ค่าประสิทธิภาพทางกลเท่ากับ 23%, 26% และ 33% ที่ได้ค่าต่างกันเป็นเพราะว่าเมื่อมีความเร็วรอบที่ต่างกันทำให้มีอัตราการไหลมวลที่เปลี่ยนแปลงไปจึงทำให้ได้แรงบิดที่เพิ่มขึ้นในแต่ละความเร็วรอบนั่นเอง 3)ที่อุณหภูมิและอัตราส่วนความเร็วปลายใบกังหันต่างกันแต่ความเร็วรอบเท่ากันคือ 60000 rpm ดูได้จาก รูปที่ 8 พบว่าที่อุณหภูมิ 1200K (141615 pa, 0.24Kg/s)

Mechanical Turbine Efficiency Curve at 50000 55000 and 60000 rpm



รูปที่ 7 แสดงประสิทธิภาพทางกลที่ 50000 55000

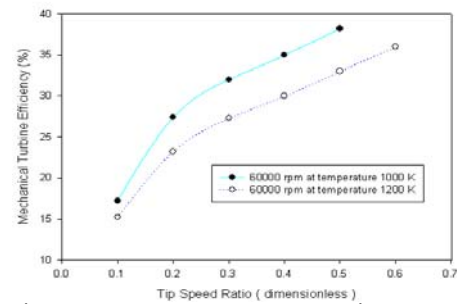
และ 60000 rpm ความดัน 133839 142739 และ

151832 pa อุณหภูมิ 1000 K

จะมีค่าประสิทธิภาพทางกลน้อยกว่าอุณหภูมิ 1000 K (151813 pa ,0.3 kg/s) เพราะมีความหนาแน่นของแก๊สที่ต่างกันเนื่องจากอุณหภูมิที่ไม่เท่ากันดังสมการที่ 14 จึงทำให้ได้ค่าความดันต่างกันด้วย จากสมการที่ 12 เมื่อวิเคราะห์ที่อุณหภูมิ 1200 K จะเห็นได้ว่าเทอมของ PQ+KE นั้นเพิ่มขึ้นน้อยกว่าเทอม PQ+KE ที่อุณหภูมิ 1000 K เนื่องจากความดันและอัตราการไหลมวลที่ไม่เท่ากัน และได้แรงบิดที่ต่างกันเท่ากับ 2.3 Nm และ 2.9 Nm เนื่องจากอัตราการไหลมวลไม่เท่ากันจึงทำให้ได้ประสิทธิภาพทางกลที่ต่างกันเท่ากับ 27% และ 33 % ทั้งนี้ยังไม่ได้นำเทอมของพลังงานภายในมาคิดจึงทำให้ผลที่ออกมายังไม่สมเหตุสมผล

ซึ่งจะสังเกตเห็นว่าลักษณะของกราฟในรูปที่ 6,7 และ 8 มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเป็นเพราะมีการเปลี่ยนแปลงของความดัน อัตราการไหลมวล และแรงบิดในเทอร์ไบน์ เนื่องมาจากมีอัตราส่วนความเร็วปลายใบกังหันที่เพิ่มขึ้น จาก 0.1-0.7 ซึ่งในการจำลองในบทความนี้ได้มีเงื่อนไขขอบเขตของการศึกษาของการจำลองที่ค่ามัคคัมเบอร์ต่ำกว่า 1 เท่านั้น จากรูปที่ 9 และ 10 แสดงถึง Velocity Streamline ของแก๊สที่ไหลเข้าช่องการไหลของใบกังหันซึ่งจะเห็นได้ว่าการไหลที่ไหลเข้าผิว Interface ระหว่างผิวส่วนที่หยุดนิ่งและส่วนที่หมุนจะมีลักษณะเส้นที่หักแล้วไหลเข้าไปในช่องการไหลเหตุที่เป็นเช่นนั้นเป็นเพราะว่าเมื่อแก๊สไหลเข้ามาถึงบริเวณส่วนที่หมุนนั้นความเร็วในช่องการไหลจะแปรเปลี่ยน

Mechanical Turbine Efficiency Curve at 60000 rpm

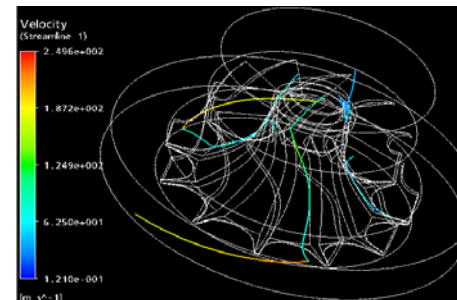


รูปที่ 8 แสดงประสิทธิภาพทางกลที่ 60000 rpm

ความดัน151813 pa และ141615 pa อุณหภูมิ1000 K

และ 1200 K

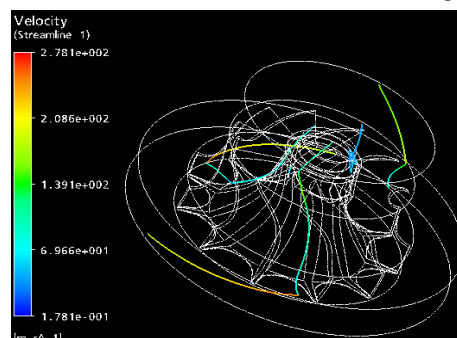
เป็นความเร็วสัมพันธ์นั้นก็คือเมื่อเราอยู่บนใบกังหันที่หมุนก็จะมองเห็นความเร็วของแก๊สที่ไหลเข้าช่องการไหลเป็นความเร็วสัมพันธ์ที่ไหลเข้าในช่องการไหลในแนวรัศมีนั่นเอง



รูปที่ 9 Velocity streamlines ไหลเข้าช่องการไหลที่

อัตราส่วนความเร็ว 0.3 ที่ 55000 rpm อุณหภูมิ

1000K อัตราการไหลมวลเท่ากับ 0.27 kg/s



รูปที่ 10 Velocity streamline ที่ไหลเข้าช่องการไหลที่

อัตราส่วนความเร็ว 0.3ที่ 55000 rpm อุณหภูมิ1200K

อัตราการไหลมวลเท่ากับ 0.22 kg/s

ในส่วนของค่าความผิดพลาดในการสู่เข้าของคำตอบในการจำลองนี้ได้กำหนดไว้เท่ากับ 0.0001 ซึ่งเป็นค่าความผิดพลาดที่คู่มือของANSYS CFX,Release 11 [7]แนะนำว่าเป็นค่าการสู่เข้าที่ดีซึ่งเหมาะสมสำหรับวิศวกรที่จะนำไปใช้งานด้านนี้

4. สรุป

การจำลองเทอร์ไบน์แบบไหลเข้าตามแนวรัศมีทำให้เราเข้าใจปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นของการไหลของแก๊สและอิทธิพลของปัจจัยต่างๆที่มีผลต่อสมรรถนะของเทอร์ไบน์สามารถนำเราไปสู่การออกแบบและพัฒนาเทอร์ไบน์แนวรัศมีให้มีสมรรถนะสูงขึ้น

ในเบื้องต้นนั้นเราได้ทำการตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลองเทอร์ไบน์แบบไหลเข้าตามแนวรัศมีเพียงอย่างเดียว ซึ่งเราเชื่อมั่นว่าถ้าได้มีข้อมูลจากผลการทดลองมาช่วยเปรียบเทียบกับผลที่ได้จากการจำลองจะเป็นตัวสร้างความเข้าใจในการสร้างแบบจำลองนี้เพื่อศึกษาอิทธิพลต่างๆและนำไปสู่การเพิ่มสมรรถนะของเทอร์ไบน์ต่อไป

5. ข้อเสนอแนะ

สำหรับแผนงานในอนาคตจะครอบคลุมการเปรียบเทียบผลการศึกษาที่ได้ในครั้งนี้กับเป้าหมายการออกแบบที่ต้องการกำลังจากเทอร์ไบน์ตามหลักการทางเทอร์โมไดนามิกส์ของวัฏจักร Brayton เพื่อการผลิตกำลังงานกลสุทธิที่ 200 KW จะมีการหาสัดส่วนการขยายขนาด (scale up factor) ในเชิงของพิกัดกำลัง โดยการประยุกต์ทฤษฎีความคล้ายคลึงในการกำหนดขนาดของใบพัดที่ถูกขยายขนาดขึ้นเพื่อให้ทำงานตามพิกัดกำลังที่ต้องการทำการวิเคราะห์ผลการจำลองการไหล การถ่ายเทมวล การกระจายความดันที่เกิดขึ้น โดยมีพารามิเตอร์ที่ทำการศึกษาคือ อัตราส่วนความเร็วปลายใบกังหันของแก๊สที่ไหลเข้าใบกังหันที่ทาง เข้า-ออก อันมีผลจากลักษณะของช่องการไหลของแก๊สที่ไหลเข้า-ออก ของเทอร์ไบน์เพื่อมองหาลักษณะการไหลที่มีการสูญเสียพลังงานให้น้อยแต่ให้กำลังงานกลสุทธิตามเป้าหมายที่ต้องการงานวิจัยนี้ได้รับการตรวจสอบรายละเอียดต่างๆ ของแบบจำลองเชิงตัวเลขบนพื้นฐานของวิธีไฟไนต์วอลุ่มที่เป็นที่ยอมรับจากนักวิจัยที่ทำการวิจัยในด้านนี้ให้นำมาใช้ในการจำลองการไหลในช่องการไหลของเทอร์ไบน์ เพื่อทำให้เกิดความมั่นใจในการจำลองและเพื่อการศึกษาอิทธิพลของพารามิเตอร์ต่างๆที่ได้กล่าวไว้แล้วก่อนหน้านี้

6. กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบคุณภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหานคร ที่ได้เอื้อเฟื้อเครื่องสแกน และ สจล.ที่อำนวยความสะดวกคอมพิวเตอร์ที่มีประสิทธิภาพสูงกับการสนับสนุนโปรแกรม CFX อันเป็นประโยชน์ต่อการทำงานวิจัยในครั้งนี้

7. เอกสารอ้างอิง

- [1] 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.
- [2] Kui Jiao, Harold Sun, Xianguo Li, Hao wu, Eric Krivitzky, Tim Schram, Louis M. Larosiliere (2009). Numerical simulation of air flow through turbocharger compressors with dual volute design, *Applied Energy*, vol.86 (11), November 2009, pp. 2494 – 2506.
- [3] ANSYS CFX, Release 11.0 CFX-Solver Theory Guide , 2006.
- [4] H.H. Saravanamuttoo, G.F.C. Rogers and H. Cohen (2001), *Gas Turbine Theory* 5th edition.
- [5] กิตติภาส วตินารมณ และจารุวัตร เจริญสุข (2553). การออกแบบและวิเคราะห์สมรรถนะห้องเผาไหม้เครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็ก (200 กิโลวัตต์), การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 24, 20-22 ตุลาคม 2553 จังหวัดอุบลราชธานี
- [6] G.F.C Rogers and Y.R. Mayhew (1981). *Thermodynamic and Transport Properties of Fluid*, 3rd edition Oxford Basil Blackwell.
- [7] ANSYS CFX, Release 11, CFX-Pre User's Guide , 2006.