

อิทธิพลความยาวของ Splitter Blade ในคอมเพรสเซอร์แบบแรงเหวี่ยงสำหรับ เครื่องยนต์กังหันแก๊สขนาดเล็ก

The Influence of the Splitter blade in centrifugal compressor for small gas turbine

เดชดนัย บุญช่วย¹, กิตติภาส วศินารมณ², มณฑล จำทรัพย์³ และจารุวัตร เจริญสุข⁴

^{1,2,3,4}ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ถนนฉลองกรุง เขตลาดกระบัง กรุงเทพมหานคร 10520

* ติดต่อ: โทรศัพท์: 0879804979, โทรสาร: 023298352

E-mail: compdidCFD@gmail.com¹

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้มีจุดประสงค์เพื่อศึกษาอิทธิพลของความยาว Splitter Blade ที่ส่งผลต่อประสิทธิภาพคอมเพรสเซอร์สำหรับเครื่องยนต์กังหันแก๊สขนาดเล็กด้วยแบบจำลองเชิงตัวเลข 3 มิติ โดยใช้โปรแกรมการคำนวณทางด้านพลศาสตร์ของไหล โดยจะศึกษาผลกระทบของความยาว Splitter Blade ที่มีต่อลักษณะการไหล และลักษณะการเกิดเอนโทรปีในช่องทางของคอมเพรสเซอร์โดยจะแปรผันค่าความยาวของ Splitter Blade ตั้งแต่ 40 mm ถึง 100 mm ผลการศึกษพบว่าความยาวของ Splitter Blade จะส่งผลกระทบกับ 1.) มุมของของไหลที่ไหลเข้าสู่ช่อง Splitter Blade 2.) มุมการไหลออกที่ปลาย Splitter Blade 3.) ปริมาณการเกิดเอนโทรปีในบริเวณชั้นขีดผิวของ Splitter Blade โดยที่เมื่อ Splitter Blade มีความยาวมากขึ้นการเกิดชั้นของเอนโทรปีที่บริเวณหน้า Splitter Blade จะมีค่าลดลง แต่การเกิดเอนโทรปีจากชั้นขีดผิวจะมีปริมาณมากขึ้นเนื่องจากความยาวที่มากขึ้น ในขณะที่การเกิดเอนโทรปีบริเวณปลายใบจะมีค่าสูงขึ้นเนื่องจากมุมการไหลทำมุมกับกระแสเจ็ทสูงที่สุดผลจากการจำลองพบว่าความยาว Splitter Blade 70 mm ให้ค่าประสิทธิภาพสูงสุดที่ 81.37% และที่ความยาว Splitter Blade 100 mm ให้ค่าประสิทธิภาพต่ำสุดที่ 77.87%

คำหลัก: Splitter Blade, คอมเพรสเซอร์แบบแรงเหวี่ยง, เครื่องยนต์กังหันแก๊สเทอร์โบขนาดเล็ก

Abstract

This research is proposed for studying of the effect of splitter blade length on the radial compressor efficiency, used in small gas turbine application, by the commercial CFD code. The research focus on flow structure and characteristic entropy generation in the flow passage. The splitter height is varied from 40 mm to 100 mm. The simulation result shows that splitter height was affected on 1.) air flow angle into splitter blade passage 2.) air flow angle out of splitter blade passage 3.) entropy generation in boundary layer of splitter blade. The entropy generation in front of the splitter will be lower when splitter blade was longer but entropy generation in boundary layer was with a greater amount due to the greater length. While the entropy generation on trailing edge was higher due to the flow angle was angled with jet at the most. The simulations showed that the length of splitter blade at 70 mm was the most efficiency, 81.37% and 100 mm the lowest efficiency, 77.87%.

Keywords: Splitter blade, centrifugal compressor, small gas turbine

1. บทนำ

เครื่องยนต์กังหันแก๊สเป็นเทคโนโลยีการแปรรูปพลังงานจากเชื้อเพลิงเหลวหรือแก๊ส ให้กลายมาเป็นพลังงานกลชนิดหนึ่ง ซึ่งได้มีการนำมาใช้มากขึ้นในโรงงานผลิตไฟฟ้าพลังงานความร้อนร่วม เนื่องจากข้อได้เปรียบทางด้านประสิทธิภาพและการปลดปล่อยมลพิษที่ต่ำกว่าเทคโนโลยีการผลิตไฟฟ้าแบบเดิม เช่น ในระบบเตาเผาไหม้ที่ใช้ร่วมกับหม้อต้มไอน้ำและกังหันไอน้ำเพียงอย่างเดียว ด้วยเงื่อนไขทางด้านสังคมที่นำไปสู่กฎหมายกำกับกิจการผลิตไฟฟ้า ทำให้การผลิตกระแสไฟฟ้าในโรงไฟฟ้าขนาดใหญ่สำหรับประเทศไทยเป็นไปได้ยากขึ้น การผลิตกระแสไฟฟ้าในลักษณะที่เป็นโรงไฟฟ้าขนาดเล็กที่กระจายอยู่ตามแหล่งที่มีความต้องการกำลังไฟฟ้า และใกล้เคียงแหล่งวัตถุดิบที่นำมาแปรรูปเป็นเชื้อเพลิง เช่น แก๊สสังเคราะห์จากวัสดุทางการเกษตร แก๊สชีวมวล จึงเป็นทางเลือกที่น่าจะมีความเติบโตได้ เครื่องยนต์กังหันแก๊สขนาดเล็กได้มีการพัฒนาขึ้นในต่างประเทศ จนกระทั่งมีประสิทธิภาพเชิงความร้อนใกล้เคียงกับเครื่องยนต์กังหันแก๊สขนาดใหญ่ และด้วยเทคนิคในการนำเอาความร้อนเหลือทิ้งจากไอเสียกลับมาใช้ในการอุ่นอากาศก่อนเข้าห้องเผาไหม้ทำให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนมีมากขึ้นถึง 29 เปอร์เซ็นต์[1]

ประเทศไทยมีศักยภาพที่โดดเด่นในแง่ของการใช้เชื้อเพลิงที่ผลิตได้ในประเทศ เช่น แก๊สธรรมชาติ แก๊สชีวภาพ แก๊สสังเคราะห์จากชีวมวล เป็นต้น มาใช้ผลิตกระแสไฟฟ้าซึ่งเครื่องยนต์กังหันแก๊สซึ่งจะมีศักยภาพมากกว่าเครื่องยนต์ชนิดลูกสูบ เนื่องจากสามารถปรับแต่งให้ใช้กับเชื้อเพลิงต่างชนิดได้ง่ายกว่า ด้วยเหตุที่ว่าห้องเผาไหม้เป็นแบบปริมาตรคงที่ นอกจากนี้เครื่องยนต์กังหันแก๊สยังมีศักยภาพสูงในการนำความร้อนเหลือทิ้งหลังจากกังหันแก๊สกลับมาใช้ในการอุ่นอากาศก่อนเข้าห้องเผาไหม้เพื่อปรับปรุงประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ และการผ่านไอเสียร้อนไปยังระบบทำความเย็นชนิดดูดกลืนความร้อน (absorption chiller) หรือภาชนะความดันเพื่อสร้างไอน้ำความดันสูง (co-generation) เพื่อนำความร้อนไปใช้ในลักษณะอื่นหรือ

การนำไปผลิตไฟฟ้าในวัฏจักรไอน้ำ (combined cycle)

ประสิทธิภาพการทำงานของเครื่องยนต์กังหันแก๊สนั้นขึ้นอยู่กับส่วนประกอบหลักของเครื่องยนต์ซึ่งมี 3 ส่วน ได้แก่ คอมเพรสเซอร์, ห้องเผาไหม้ และกังหันเพื่อให้ระบบได้เงื่อนไขสภาวะการใช้งานที่เหมาะสมและมีประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่สูงจึงต้องมีการวิเคราะห์ลักษณะการทำงานโดยรวมของระบบ โดยใช้การวิเคราะห์แบบจำลองทางวัฏจักรเทอร์โมไดนามิกส์ ซึ่งจะทำให้เราสามารถวิเคราะห์ถึงผลกระทบของค่าตัวแปรและค่าประสิทธิภาพของอุปกรณ์ย่อย (คอมเพรสเซอร์, ห้องเผาไหม้, กังหัน) ที่มีต่อประสิทธิภาพโดยรวมของระบบได้ การวิเคราะห์แบบจำลองทางวัฏจักรเทอร์โมไดนามิกส์จะใช้ในการกำหนดค่าตัวแปรที่มีผลต่อของอุปกรณ์ย่อยเพื่อเป็นเป้าหมายในการออกแบบ

การออกแบบคอมเพรสเซอร์ให้สามารถทำงานในย่านที่กำหนดไว้ได้และมีประสิทธิภาพสูงนั้นผู้ออกแบบจะต้องมีความเข้าใจและสามารถวิเคราะห์กายภาพของสนามการไหลได้ ลักษณะสนามการไหลภายในช่องทางการไหลนั้นเป็นผลจากปัจจัยหลายอย่างด้วยกัน[2] ซึ่งงานวิจัยนี้จะมุ่งเน้นอิทธิพลของ Splitter blade ที่จะส่งผลกระทบต่อประสิทธิภาพของคอมเพรสเซอร์

2. การจำลองการไหลของคอมเพรสเซอร์ด้วยวิธีเชิงตัวเลขและสมการที่เกี่ยวข้อง

2.1 สมการอนุกรมมวลและโมเมนตัม

เมื่อพิจารณาการถ่ายเทโมเมนตัมและการถ่ายเทมวลแบบสามมิติ (3-D Reynolds averaged compressible Navier–Stokes equations) การถ่ายเทโมเมนตัมจากส่วนของการไหลแบบปั่นป่วนจะถูกจำลองโดยใช้แบบจำลอง $k-\epsilon$ ในการคำนวณค่า

ความหนืดเทอร์บิวเลนซ์ สมการการถ่ายเทมวลและโมเมนตัม สามารถเขียนได้ดังนี้

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \cdot (\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

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

เมื่อ ρ คือความหนาแน่น (kg/m³), u คือความเร็ว (m/s), p คือ ความดัน (Pa), k คือพลังงานจลน์แบบเทอร์บิวเลนซ์ (m²/s²), μ คือ ความหนืดไดนามิกส์ (kg/m.s), μ_t คือ ความหนืดแบบเทอร์บิวเลนซ์ (kg/m.s) อักษรตัวห้อย i, j , และ l คือ ทิศทาง (x, y, z) δ_{ij} เป็น 1 เมื่อ $i = j$ หรือเมื่อ i ไม่เท่ากับ j ให้เป็น 0 สมการอนุรักษ์ สำหรับพลังงานจลน์แบบเทอร์บิวเลนซ์ k และอัตราส่วนการสูญเสีย ε (m²/s²) แสดงสมการดังนี้

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \rho \varepsilon \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (4)$$

เมื่อ σ_k และ σ_ε คือ ค่า $k - \varepsilon$ turbulence model ให้เป็นค่าคงที่เท่ากับ 1.0 กับ 1.3 ตามลำดับ P_k (kg/m s³) แสดงให้เห็น อัตราการก่อกำเนิดพลังงานจลน์เทอร์บิวเลนซ์เนื่องจากเกรเดียนท์ความเร็วเฉลี่ย

$$P_k = \left[\mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + 3\mu_t \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \right) \delta_{ij} \right] \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (5)$$

เมื่อ γ และ R คือ อัตราส่วนความร้อนจำเพาะและแก๊สคงที่ของอากาศ (J/kg K), T คือ อุณหภูมิ (K) คำนวณได้เท่ากับ ค่าความหนืดเทอร์บิวเลนซ์ที่มีค่าขึ้นอยู่กับค่า k และ ε เขียนได้ดังนี้

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (6)$$

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

2.2. สมการอนุรักษ์พลังงาน

$$\nabla \cdot (\rho u h_{total}) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + \nabla \cdot (U \cdot \tau) \quad (7)$$

เมื่อ h_{total} คือ เอนทาลปีรวม (J/kg), และค่าการนำความร้อน, λ (W/m K), $(U \cdot \tau)$ คือ ลักษณะของการเกิดงานเนื่องจากความหนืด (viscous work)

$$(\tau_{ij}) = (\mu) \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \right) \quad (8)$$

3. การดำเนินงานวิจัย

การออกแบบคอมเพรสเซอร์แบบแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลางจะใช้ข้อมูลที่ได้จากการออกแบบทางวิศวกรรมเทอร์โมไดนามิกส์ของเครื่องยนต์กังหันแก๊สขนาดเล็ก ขนาด 200 กิโลวัตต์ [13] ดังแสดงในตารางที่ 1

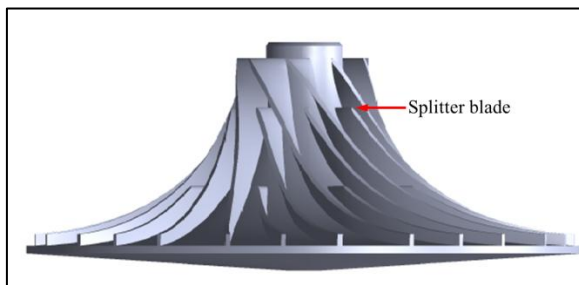
ตารางที่ 1 ข้อมูลจากการคำนวณทางเทอร์โมไดนามิกส์

ประสิทธิภาพไอเซนทรอปิก	85 %
อัตราส่วนความดัน	4
อัตราการไหลเชิงมวล (kg/s)	1.33

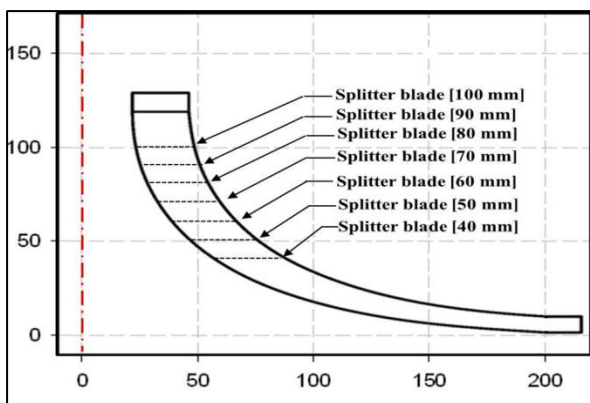
งานวิจัยนี้จะทำการศึกษาและวิเคราะห์ถึงอิทธิพลของความยาว Splitter Blade ที่ส่งผลกระทบต่อลักษณะสนามการไหล และสนามเอนโทรปีภายในช่องการไหลของคอมเพรสเซอร์แบบแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลางที่จะส่งผลต่อประสิทธิภาพ โดยจะทำการปรับเปลี่ยนระดับความยาวของ Splitter Blade ดังรูปที่ 2 และมีข้อกำหนดลักษณะคอมเพรสเซอร์แบบแรงเหวี่ยง ดังแสดงในตารางที่ 2

ตารางที่ 2 ข้อกำหนดลักษณะคอมเพรสเซอร์แบบแรงเหวี่ยง

รายละเอียด		ขนาด
เส้นผ่านศูนย์กลางทางเข้าใบพัด (mm)		90
เส้นผ่านศูนย์กลางทางออกใบพัด (mm)		440
ความกว้างช่องทางเข้าใบพัด (mm)		15
ความกว้างช่องทางออกใบพัด (mm)		10
จำนวนใบพัด		9/9
Splitter blade (mm)	40,50,60,70,80,90,100	
ความเร็วรอบ (rpm)		20,000



รูปที่ 1 ลักษณะรูปร่างคอมเพรสเซอร์

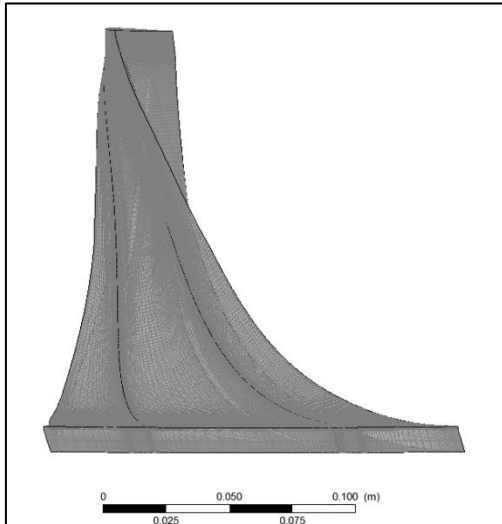


รูปที่ 2 ตำแหน่งระยะความยาวของ Splitter blade

3.1. การจำลองการไหลด้วยคอมพิวเตอร์

ในงานวิจัยฉบับนี้ใช้โปรแกรม Ansys CFX Code[12] ซึ่งเป็นซอฟต์แวร์ที่ใช้กันอย่างแพร่หลายในการจำลองการไหลภายในของ Turbomachinery เพื่อหาผลเฉลยของสมการการถ่ายเทโมเมนตัมและการถ่ายเทมวลในรูปแบบสามมิติ โดยจะใช้แบบจำลองการ

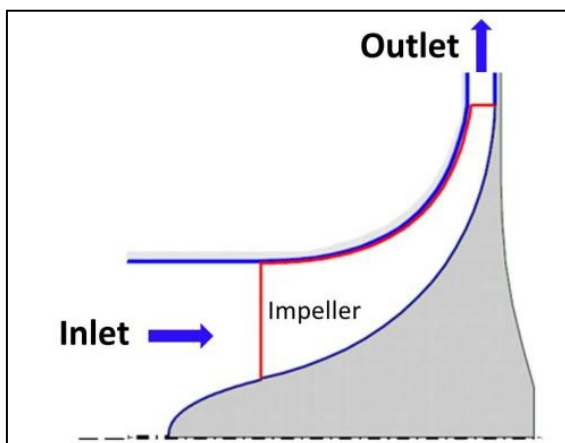
ปั่นป่วน $k-\epsilon$ และระเบียบวิธีปริมาตรสืบเนื่อง (finite volume) เพื่อแก้ระบบสมการควบคุม ซึ่งถูกนำมาใช้ในการจำลองการไหลในช่วงของการออกแบบ[4-6] โดยความแม่นยำในการคำนวณและการให้รายละเอียดโครงสร้างของสนามการไหลภายในช่องว่างระหว่างใบพัด ตลอดจนการไหลบริเวณชั้นขีดผิวที่ดี ดังนั้นจึงได้มีการสร้างเซลล์แบบ Structured Hexahedral[11,12] ซึ่งมีจำนวนเซลล์เท่ากับ 600,000 เซลล์ การสร้างจำนวนเซลล์นี้เพียงพอในการคำนวณ ซึ่งได้มีการเปรียบเทียบค่าความผิดพลาดกับงานวิจัยที่ผ่านมาแล้วว่าจำนวนของเซลล์ที่ใช้ในการคำนวณนั้นเพียงพอต่อการจำลองการไหลภายในใบพัด และได้มีการสร้างเซลล์ให้มีความหนาแน่นมากยิ่งขึ้นอีก โดยเฉพาะบริเวณชั้นขีดพื้นผิวของใบพัดเช่นเดียวกับกับค่าเงื่อนไขของการลู่อเข้า (convergence criteria) ของ Residual ชนิด RMS ของสมการมวลโมเมนตัม และสมการ ϵ ได้กำหนดไว้ที่ $1.0e-04$ [3,5,12] การจำลองในครั้งนี้จะทำการจำลองในสภาวะคงตัวซึ่งได้มีการสอบเทียบค่าความถูกต้องกับงานวิจัยที่ผ่านมา[3] ให้ผลลัพธ์ที่ใกล้เคียงกัน แต่จากผลของการศึกษาวิจัยที่ผ่านมาทำให้ทราบว่า การจำลองในสภาวะไม่คงตัวอันเนื่องมาจาก Blade interaction ของคอมเพรสเซอร์นั้นมีผลอย่างมากต่อประสิทธิภาพของคอมเพรสเซอร์จากที่ได้มีการศึกษาวิเคราะห์และเปรียบเทียบผลการจำลองการไหลของคอมเพรสเซอร์ระหว่างการจำลองสภาวะคงตัวและสภาวะไม่คงตัวกับผลการทดลอง ผลปรากฏว่าการจำลองสภาวะไม่คงตัวให้ผลที่ใกล้เคียงกับผลการทดลองมากกว่าการจำลองสภาวะคงตัวที่ให้ผลที่เกินจริง กล่าวคือมีการเพิ่มขึ้นของเอนโทรปีที่น้อยกว่าเมื่อเทียบกับการจำลองในสภาวะไม่คงตัว[9,10] แต่การจำลองในสภาวะไม่คงตัวต้องใช้คอมพิวเตอร์ที่มีความเร็วในการประมวลผลสูงในการคำนวณและใช้เวลาในการคำนวณที่นาน



รูปที่ 3 ลักษณะรูปร่างเซลล์ของใบพัด

3.1. เงื่อนไขขอบเขต (Boundary Conditions)

- การไหลของอากาศเป็นการไหลในสภาวะคงตัวไม่เปลี่ยนแปลงไปตามเวลา (steady flow)
- การไหลเป็นแบบอัดตัวได้ (compressible flow)
- เงื่อนไขของทางเข้าเป็น Stat. Frame Total pressure โดยมีค่าเริ่มต้น 1 atm
- เงื่อนไขของทางออกเป็น Average Static Pressure
- เงื่อนไขของผนังเป็น Stationary Wall และ No-Slip Condition
- อุณหภูมิทางเข้า 30 °C



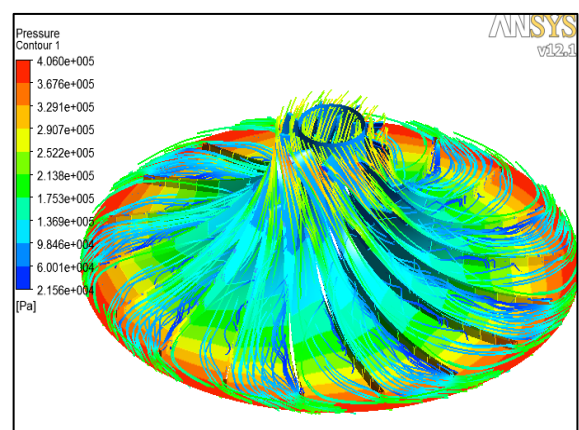
รูปที่ 4 แสดงระนาบ meridional

ข้อมูลการทดลองที่จะนำมาใช้ในการเปรียบเทียบกับผลการคำนวณในครั้งนี้เป็นข้อมูลจาก The Rigi Test Rig at Turbomachinery Laboratory, ETH Zürich [3,4] ซึ่งใช้ใบพัดรุ่น A8C41 (Albert Kammerer)

4. ผลลัพธ์ที่ได้และการวิเคราะห์

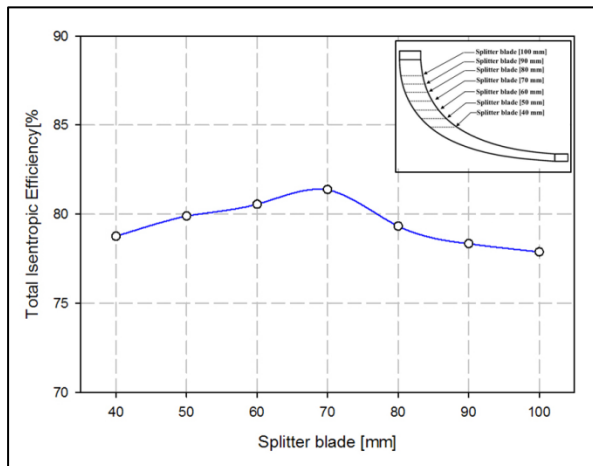
จากกรณีศึกษา พบว่าความยาวของ Splitter Blade จะส่งผลกระทบต่อมุมของของไหลที่ไหลเข้าสู่ช่อง Splitter Blade ซึ่งจะส่งผลกระทบต่อปริมาณการเกิดเอนโทรปีในบริเวณทางเข้า Splitter Blade นอกจากนี้ความยาวของ Splitter Blade ยังส่งผลกระทบต่อมุมการไหลออกที่ปลายใบ Splitter Blade อีกด้วย มุมการไหลออกที่ปลายใบ Splitter Blade นี้จะมีปฏิสัมพันธ์กับกระแสการไหลแบบเฉื่อยของการไหลออกจากช่องทางการไหลของใบโรเตอร์ ทำให้เกิดลักษณะการไหลเฉือนที่แตกต่างกัน ซึ่งจะส่งผลกระทบต่อเนื่องถึงลักษณะและปริมาณการเกิดเอนโทรปีในสนามการไหลที่แตกต่างกันในที่สุด

โดยที่ปริมาณการเกิดเอนโทรปี (entropy generation) คือ ปริมาณที่พลังงานในส่วนของความดันและพลังงานจลน์ได้เปลี่ยนรูปไปเป็นพลังงานความร้อนภายในเนื้อของไหลจากการเสียดสีกันของไหลระหว่างการไหล หรือที่นิยมเรียกว่า dissipation ซึ่งปริมาณการเกิดเอนโทรปีในแต่ละตำแหน่งจะขึ้นอยู่กับลักษณะการไหล (flow structure) ภายในช่องทางการไหลของคอมเพรสเซอร์นั้นๆ



รูปที่ 5 สนามความดันภายในช่องการไหล

จากผลที่ได้แสดงในรูปที่ 6 พบว่าที่ความสูง Splitter Blade 70 mm จะให้ค่าประสิทธิภาพไอเซนทรอปิกสูงที่สุดที่ 81.37 % ในขณะที่ความสูง Splitter Blade 100 mm จะให้ค่าประสิทธิภาพไอเซนทรอปิกต่ำที่สุดที่ 77.87 %

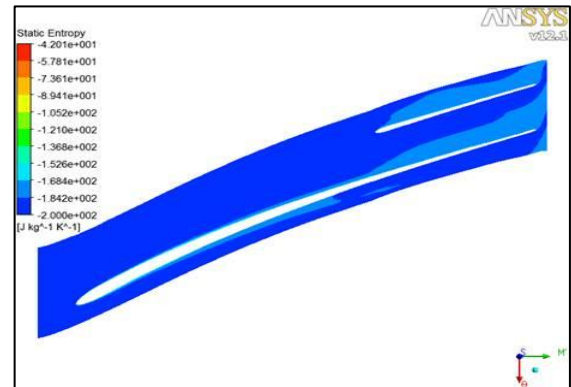


รูปที่ 6 กราฟประสิทธิภาพไอเซนทรอปิกที่ความยาว Splitter Blade ต่างๆ

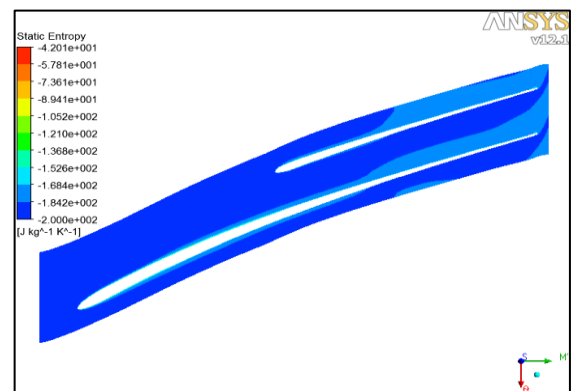
จากรูปที่ 9 ในกรณีใบ Splitter Blade 100 mm พบว่ามีเอนโทรปีเอนเออร์จันจากการไหลเฉือนที่รุนแรงกว่ากรณีของใบ Splitter Blade 40 mm และใบ Splitter Blade 70 mm ในบริเวณปลายใบ Splitter Blade ซึ่งเกิดจากการไหลแบบเฉีที่ไหลออกจากช่องทางของโรเตอร์ตำแหน่งบริเวณหน้าใบ Splitter Blade สาเหตุที่กรณี Splitter Blade 100 mm มีการไหลเฉือนที่รุนแรงกว่า เนื่องจากที่ Splitter Blade 100 mm มุมที่ระหว่างเฉีกับกระแสการไหลออกจาก Splitter Blade จะมีค่ามากที่สุด แสดงในรูปที่ 15 จึงส่งผลให้เกิดการไหลเฉือนรุนแรงที่สุด คือมีลักษณะสนามการไหลที่มีการเสียรูปของสนามการไหลที่รุนแรงมากที่สุด (fluid deformation) ดังนั้นจึงมีการเปลี่ยนรูปพลังงาน (energy dissipation) เป็นปริมาณมากที่สุด แสดงในรูปที่ 9

ในขณะที่กรณี Splitter Blade 40 mm พบว่าอากาศที่ไหลภายในช่องทาง Splitter Blade มีแนวมุมการไหลที่เบี่ยงเบนไปจากแนวช่องทางการไหล (slip)

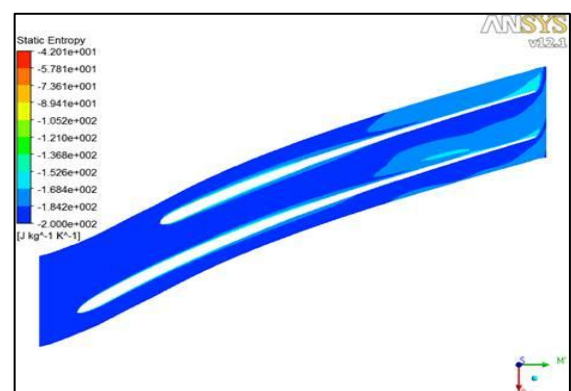
จึงส่งผลให้มุมที่ทำระหว่างกระแสการไหลความเร็วสูงกับกระแสการไหลออกจาก Splitter Blade จะมีค่าน้อยที่สุด ทำให้เกิดเอนโทรปีน้อยที่สุดแสดงในรูปที่ 8



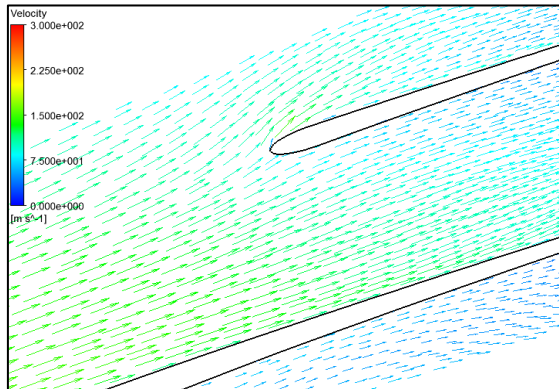
รูปที่ 7 แสดงการเกิด Static Entropy ในช่องการไหลทางเข้า-ทางออก (span 50%) Splitter Blade 40 mm



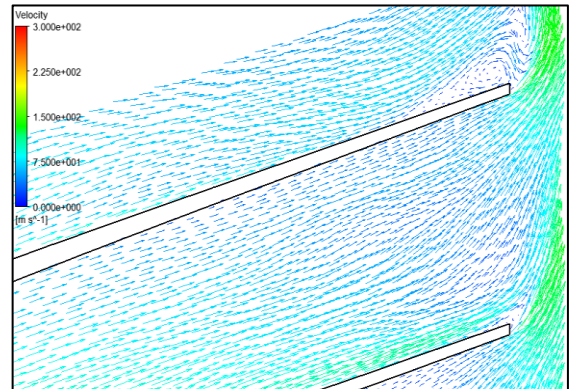
รูปที่ 8 แสดงการเกิด Static Entropy ในช่องการไหลทางเข้า-ทางออก (span 50%) Splitter Blade 70 mm



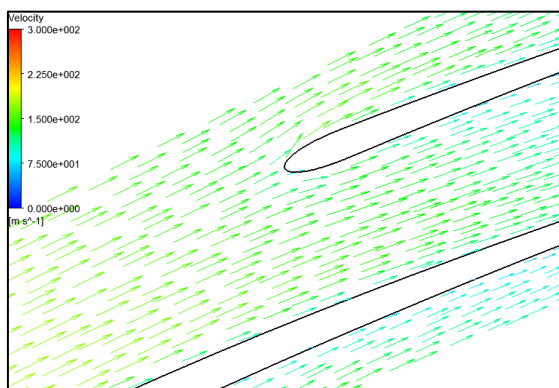
รูปที่ 9 แสดงการเกิด Static Entropy ในช่องการไหลทางเข้า-ทางออก(span 50%) Splitter Blade 100 mm



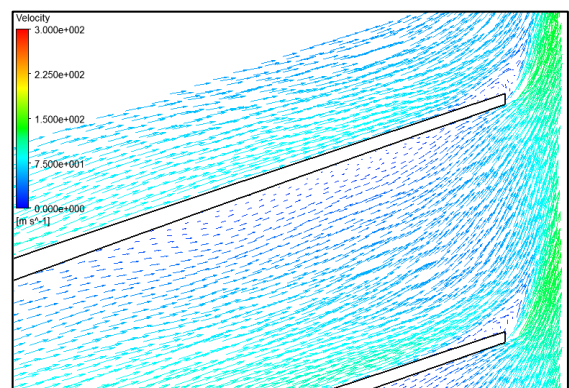
รูปที่ 10 แสดงสนามความเร็วในช่องการไหลทางเข้า-
ทางออก(span 50%) Splitter Blade40 leading edge



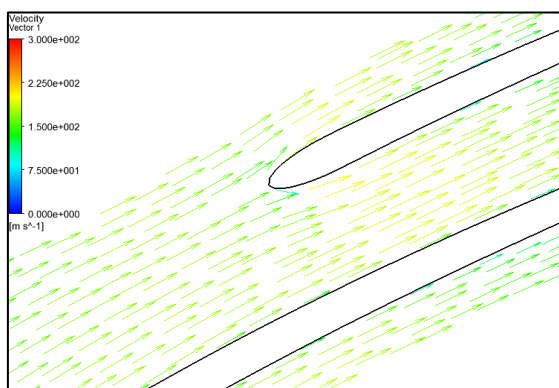
รูปที่ 13 แสดงสนามความเร็วในช่องการไหลทางเข้า-
ทางออก(span 50%) Splitter Blade 40 trailing edge



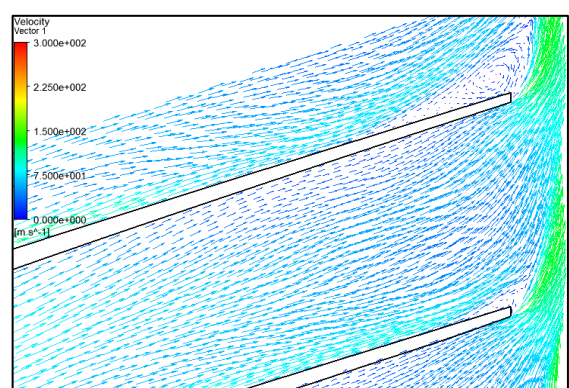
รูปที่ 11 แสดงสนามความเร็วในช่องการไหลทางเข้า-
ทางออก(span 50%) Splitter Blade70 leading edge



รูปที่ 14 แสดงสนามความเร็วในช่องการไหลทางเข้า-
ทางออก(span 50%) Splitter Blade 70 trailing edge



รูปที่ 12 แสดงสนามความเร็วในช่องการไหลทางเข้า-
ทางออก(span 50%)Splitter Blade100 leading edge



รูปที่ 15 แสดงสนามความเร็วในช่องการไหลทางเข้า-
ทางออก(span 50%)Splitter Blade100 trailing edge

ในรูปที่ 10 เมื่อพิจารณาสนามการไหลบริเวณ
ตอนต้นหรือทางเข้า Splitter Blade พบว่า ที่กรณี
Splitter Blade 40 มม ที่ทำระหว่างทิศทางการ
ไหลเข้า Splitter Blade กับ Splitter Blade มีค่าสูง
ที่สุด จึงทำให้เกิดเอนโทรปีเจเนเนชันจากการไหล

เฉือนสูงที่สุด เนื่องจากเกิดการฉีกการเฉือน (shear layer) ระหว่างกระแสการไหลความเร็วสูง (jet) และกระแสการไหลความเร็วต่ำ (wake) แม้ว่าจะไม่พบการไหลแยก (separation) บริเวณนี้ก็ตาม ในขณะที่กรณี Splitter Blade 70 mm และ Splitter Blade 100 mm มุมที่ทแยงทิศทางการไหลเข้า Splitter Blade กับ Splitter Blade มีค่าน้อย จึงทำให้มีการไหลเฉือนที่น้อย เมื่อเทียบกับกรณี Splitter Blade 40 mm

นอกเหนือจากบริเวณทางเข้าและทางออก Splitter Blade แล้ว พบว่าบริเวณชั้นขีดผิวมีการเกิดเอนโทรปีในปริมาณที่สูง เนื่องมาจากผลกระทบจากการไหลข้ามใบ (blade tip leakage) ที่ทำให้เกิดการไหลแบบ secondary flow ร่วมกับการไหลที่มีความเร็วต่ำของชั้นขีดผิวส่งผลให้เกิดการฉีกการเฉือน (shear layer) ทำให้มีการเกิดชั้นของเอนโทรปีในปริมาณสูง แสดงในรูปที่ 7-9 ดังนั้นเมื่อ Splitter Blade มีความยาวมากขึ้น ก็จะส่งผลให้เกิดเอนโทรปีจากชั้นขีดผิวและการไหลข้ามใบ (blade tip leakage) มีปริมาณมากขึ้นเช่นเดียวกัน

5. สรุปผล

ความยาวของ Splitter Blade จะส่งผลกระทบต่อ

- 1.) มุมของของไหลที่ไหลเข้าสู่ช่อง Splitter Blade
- 2.) มุมการไหลออกที่ปลายใบ Splitter Blade
- 3.) ปริมาณการเกิดเอนโทรปีในบริเวณชั้นขีดผิวของ Splitter Blade โดยที่เมื่อใบ Splitter Blade มีความยาวมากขึ้น การเกิดชั้นของเอนโทรปีที่บริเวณหน้าใบ Splitter Blade จะมีค่าลดลง แต่การเกิดเอนโทรปีจากชั้นขีดผิวจะมีปริมาณมากขึ้นเนื่องจากความยาวที่มากขึ้น ในขณะที่การเกิดเอนโทรปีบริเวณปลายใบจะมีค่าสูงขึ้นเนื่องจากมุมการไหลทำมุมกับกระแสการไหลความเร็วสูง (jet) ผลจากการจำลองพบว่าความยาว Splitter Blade 70 mm ให้ค่าประสิทธิภาพสูงสุดที่ 81.37 % และที่ความยาว Splitter Blade 100 mm ให้ค่าประสิทธิภาพต่ำที่สุด

6. กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบคุณ รศ.ดร.จรรวดี จริญญา ที่ให้คำปรึกษาและแนวทางการแก้ปัญหาจนสำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยดี

7. เอกสารอ้างอิง

- [1] Soares, C. (2007). *Microturbines Application for Distributed Energy System*. London:Elsevier.
- [2] Bräunling, J.G. (2009). *Flugzeugtriebwerke*. New York, USA:Springer.
- [3] Zemp, A. and Kammerer, A. (2010). Unsteady Computational Fluid Dynamics Investigation on Inlet Distortion in a Centrifugal Compressor, *Journal of Turbomachinery*, vol. 132.
- [4] Schleer, M. and Abhari, R.S. (2008). Clearance Effects on the Evolution of the Flow in the Vaneless Diffuser of a Centrifugal Compressor at Part Load Condition, *Journal of Turbomachinery*, vol. 130.
- [5] Marconcini, M., Filippo, R., Arnone, A. and Ibaraki, S. (2008). Numerical Investigation of a Transonic Centrifugal Compressor, *Journal of Turbomachinery*, vol. 130.
- [6] Engeda, A., Kim, Yunbae., Aungier, Ronald. and Direnzi, G. (2003). The Inlet Flow Structure of a Centrifugal Compressor Stage and Its Influence on the Compressor Performance, *Journal of Fluids Engineering*, vol. 125, pp. 779-785.
- [7] Bonaiuti, D., Arnone, A., Ermini, M. and Baldassare, L. (2006). Analysis and Optimization of Transonic Centrifugal Compressor Impellers Using the Design of Experiments Technique. *Journal of Turbomachinery*, vol. 128, pp. 786-797.
- [8] Bonaiuti, D., and Zangeneh, M. (2009). On the Coupling of Inverse Design and Optimization Techniques for the Multiobjective, Multipoint

Design of Turbomachinery Blades. *Journal of Turbomachinery*, vol. 13.

[9] Trébinjac, I., Kulisa, P., Bulot, N., and Rochuon, N. (2009). Effect of Unsteadiness on the Performance of a Transonic Centrifugal Compressor Stage. *Journal of Turbomachinery*, vol. 13.

[10] Krain, H. (2005) Review of Centrifugal Compressor's Application and Development. *Journal of Turbomachinery*, vol. 127, pp. 25-34.

[11] Mileshechin, V.I., Startsev, A.N. and Orekhov, I.K. (2003). CFD Design of a 8:1 Pressure Ratio Centrifugal Compressor, *Proceedings of the International Gas Turbine Congress*.

[12] ANSYS CFX-Solver Theory Guide, (2009). *ANSYS CFX Release 11.0*, ANSYS Europe Ltd.,

[13] กิตติภาส วตินารมณ และจารุวัตร เจริญสุข (2553). การออกแบบและวิเคราะห์สมรรถนะห้องเผาไหม้เครื่องยนต์กังหันแก๊สขนาดเล็ก (200 กิโลวัตต์), การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 24, 20-22 ตุลาคม 2553.