

การออกแบบใบพัดสำหรับกังหันน้ำขนาดเล็กโดยอาศัยเทคนิคการจำลอง Blade Design for Small hydro turbine by Using Simulation Technique

ยอดชาย เตียเป็น^{1*} นพพงศ์ ศรีตระกูล² อุดมเกียรติ นนทแก้ว² และ ประโมทย์ ฉมามัทธนา³

¹สาขาวิศวกรรมต่อเรือและเครื่องกลเรือ คณะวิศวกรรมศาสตร์ศรีราชา มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ อ.ศรีราชา จ.ชลบุรี 20230

โทร 0-3835-4849 โทรสาร 0-3835-4849 *อีเมลล์ yodchai_tp@yahoo.com

²ศูนย์วิจัยวิศวกรรมคำนวณขั้นสูง ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ บางซื่อ กรุงเทพฯ 10800

โทร 0-2913-2500 โทรสาร 0-2586-9542 อีเมลล์ n_pp_ng@yahoo.com, unk@kmitnb.ac.th

³ฝ่ายก่อสร้างพลังน้ำ การไฟฟ้าฝ่ายผลิตแห่งประเทศไทย อ.บางกรวย จ.นนทบุรี

โทร 0-2436-1054 โทรสาร 0-2436-1054 อีเมลล์ pramote.c@egat.co.th

Yodchai Tiaple^{1*}, Noppong Sritrakul², Udomkiat Nontakeaw², and Pramote Chamamahattana³

¹Naval architecture and Marine Engineering, Faculty of Engineering Si-racha, Kasetsart University, Chonburi, 20230

Tel: 0-3835-4849, Fax: 0-3835-4849, *E-mail: yodchai_tp@yahoo.com

²RACE, Department of Mechanical Engineering, King Mongkut's Institute of Technology North Bangkok, 10800

Tel: 0-2913-2500, Fax: 0-2586-9542, E-mail: n_pp_ng@yahoo.com, unk@kmitnb.ac.th

³Hydro power construction division, EGAT Public company Limited, 11130

Tel: 0-2436-1054, Tel: 0-2436-1054, E-mail: pramote.c@egat.co.th

บทคัดย่อ

ภายใต้วิกฤติทางด้านพลังงานที่เกิดขึ้นในปัจจุบัน พลังงานทดแทนจึงเป็นทางเลือกของพลังงานที่สำคัญของประเทศ โดยเฉพาะอย่างยิ่งพลังงานน้ำขนาดเล็ก ซึ่งเป็นพลังงานทดแทนที่มีศักยภาพสูง และมีต้นทุนต่ำ ดังนั้นผู้วิจัยจึงได้มุ่งที่จะทำการศึกษาและวิจัยเพื่อออกแบบเครื่องกังหันพลังน้ำขนาดเล็กให้มีประสิทธิภาพสูงสุด ทั้งนี้การออกแบบชุดกังหันน้ำให้มีสมรรถนะตามที่ต้องการ จะต้องอาศัยความรู้ความเข้าใจในการหาความสัมพันธ์กันของสนามการไหลกับรูปทรงทางน้ำเข้า ใบพัด และช่องทางไหลภายในกังหันน้ำ การออกแบบเริ่มจากการกำหนดรูปทรงเบื้องต้นของช่องทางไหลภายในแล้วออกแบบใบพัดโดยอาศัยหลักการถ่ายโอนพลังงานและแผนภูมิความเร็ว เพื่อกำหนดรูปทรงของใบพัดและทำการขึ้นรูปใบพัด จากนั้นใช้ระเบียบวิธีการคำนวณพลศาสตร์ของไหลช่วยในการจำลอง วิเคราะห์สนามความเร็ว การกระจายความดัน และประสิทธิภาพเชิงกลศาสตร์การไหลของชุดกังหันน้ำ ใช้แบบจำลองการไหลปั่นป่วนแบบ $k-\epsilon$ ภายใต้เงื่อนไขการทำงานสถานะจริงของระบบส่งน้ำในโรงไฟฟ้าแม่เมาะเป็นกรณีศึกษา โดยมีค่าหัวน้ำเฉลี่ย 13 เมตร อัตราการไหล 1.7 m³/s กังหันน้ำเป็นชนิด Bulb turbine ผลที่ได้คือรูปทรงของใบพัดที่เหมาะสมที่สุดคล้อยกับสภาวะการไหลจริงมากที่สุด

Abstract

Under the present of energy crisis situation, renewable energy becomes the significant choice of national energy. Especially small hydro power, the renewable energy which still has large potential and low cost of installation. Thus the researchers aim to do research and study to achieve the design of best efficiency of hydro turbine. In order to design the best efficiency hydro turbine follow the requirement needs the know-how and good understanding of interaction between flow field and shape of turbine set i.e. inlet tube, runner and flow path of turbine set. The completed design has to start by step of configuration design of flow path. Then design runner blade by using conservation laws and velocity diagram. The next step, the Computational Fluid Dynamics (CFD) model is used for simulation to analyze velocity field, pressure distribution, and fluid mechanical efficiency of hydro turbine set. The model of turbulence flow, $k-\epsilon$ model, under the practical condition of stream channel at Mae Moh Power Plant area is studied. It is found that average head is 13 m and flow rate is 1.7 m³/s. The hydro turbine type is designed to be bulb turbine. The result reveals that the designed blade is suitable for this flow condition.

1. บทนำ

เนื่องจากราคาน้ำมันเชื้อเพลิงและก๊าซธรรมชาติมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นมาก จนคาดว่าประเทศจะประสบปัญหาวิกฤติทางด้านพลังงานในไม่ช้า และวิกฤติที่เกิดขึ้นนี้จะรุนแรงเพิ่มขึ้นเรื่อยๆ การแสวงหาแหล่งพลังงานในประเทศเพื่อพัฒนานำมาใช้งานจึงเป็นเรื่องจำเป็นอย่างเร่งด่วน จาก การสำรวจข้อมูลด้านแหล่งศักยภาพพลังงานต่างๆ ที่มีอยู่ในประเทศไทย พบว่าพลังงานจากน้ำเป็นแหล่งพลังงานที่มีศักยภาพพร้อมที่นำมาพัฒนาใช้งาน ทั้งทางด้านศักยภาพและด้านต้นทุนการผลิต แต่อย่างไรก็ตามต้นทุนการนำเข้าสู่เครื่องจักรด้านไฟฟ้าพลังน้ำยังมีราคาสูงมาก ซึ่งภายใต้งบประมาณที่มีอยู่จำกัดของประเทศอาจทำให้ไม่สามารถพัฒนาพลังงานน้ำได้มากเท่าที่ควร ทั้งการนำเข้าสู่เครื่องจักรยังไม่ก่อให้เกิดการพัฒนาองค์ความรู้เกี่ยวกับการออกแบบและการผลิตต่อประเทศไทยด้วย นอกจากนี้ในสภาพปัจจุบันการพัฒนาโครงการพลังงานน้ำขนาดใหญ่ยังประสบปัญหาการต่อต้านอย่างรุนแรงจากชุมชนในพื้นที่และองค์กรอิสระต่างๆ เนื่องจากไม่ยอมรับในผลกระทบที่เกิดขึ้น

ดังนั้นการพัฒนาแหล่งพลังงานน้ำขนาดเล็ก โดยพึ่งพาเทคโนโลยีของตนเอง เพื่อออกแบบและผลิตเครื่องผลิตไฟฟ้าพลังน้ำ จึงเป็นทางเลือกที่มีความเหมาะสมกับสภาพการณ์ของประเทศไทยในปัจจุบัน เนื่องจากโครงการพลังงานน้ำขนาดเล็กจะมีระดับผลกระทบที่ต่ำ และง่ายต่อการดำเนินการป้องกัน แก้ไข รวมทั้งการพึ่งพาเทคโนโลยีของตนเอง จะก่อให้เกิดการพัฒนาทางด้านองค์ความรู้ด้านเครื่องผลิตไฟฟ้าพลังน้ำ รวมทั้งเป็นการส่งเสริมให้เกิดการพัฒนาอุตสาหกรรมพลังงานของประเทศในการผลิตเครื่องจักร และอุปกรณ์ต่างๆ ด้วย

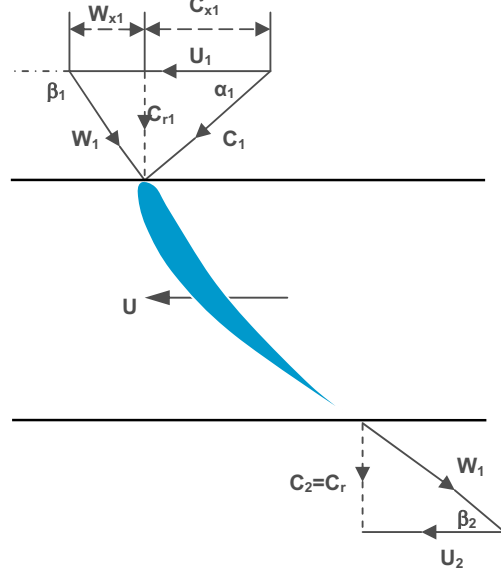
2. ทฤษฎี

ตัวแปรที่สำคัญสำหรับการผลิตกระแสไฟฟ้าพลังน้ำก็คือ ความสูงหัวน้ำ (Pressure head, H) และ อัตราการไหล (Volume flow rate, Q) ของแต่ละแหล่งน้ำ โดยสามารถผลิตพลังงานออกมาได้เท่ากับ $P = \eta gQH$ (kW) เมื่อ η คือ ประสิทธิภาพของกังหันน้ำ โดยปกติกังหันน้ำที่ดีจะมีประสิทธิภาพสูงถึง 80 – 90 % อย่างไรก็ตาม ประสิทธิภาพของกังหันน้ำจะลดลงเป็น 60 – 80 % สำหรับกังหันน้ำที่มีขนาดเล็ก ($P < 0.1$ MW) กังหันน้ำที่ใช้งานกันอยู่ทั่วไปสามารถแบ่งประเภทตามกลไกการสร้างแรงหมุน ได้ 2 ประเภท คือ Impulse turbine และ Reaction turbine ซึ่งกังหันน้ำที่เหมาะสมกับแหล่งน้ำที่มีความสูงหัวน้ำปานกลางถึงต่ำก็คือ Reaction turbine โดยแบ่งตามรูปแบบการไหลของน้ำภายในตัวกังหัน เป็นแบบ Radial flow หรือ Mixed flow เช่น Francis turbine และ แบบ Axial flow เช่น Propeller turbine, Bulb turbine และ Kaplan turbine เป็นต้น หลักการทำงานของ Reaction turbine สอดคล้องกับชื่อ นั่นคือแรง Reaction ไบของกังหันที่จมน้ำทั้งหมด สร้างแรงที่เกิดจากความแตกต่างของความดันหน้าไบและหลังไบก่อให้เกิดแรงยก ผลักให้ล้อกังหันหมุน

ปกติ Hydro turbine ชนิด Reaction แบบไหลตามแนวแกน (Axial flow) ต้องการอัตราการไหลค่อนข้างมากจึงจะสามารถสร้างแรงยกได้เพียงพอ ลักษณะของใบพัดกังหันจึงมีลักษณะหน้ากว้าง หรือ Chord length ของใบยาวพอสมควร ซึ่งคิดเป็นอัตราส่วนระหว่างระยะ pitch กับ chord length ประมาณ 1 ถึง 1.5 เมื่อระยะ pitch คือระยะห่าง

ระหว่างใบ จึงส่งผลให้จำนวนใบ Runner blade มีประมาณ 4, 5 หรือ 6 เป็นต้น นอกจากนั้น Blade ยังจะต้องมีความแข็งแรงพอที่จะรับแรงบิด (Torque) ที่เกิดขึ้นด้วย

การออกแบบใบพัดกังหันอาศัยทฤษฎีทางด้าน Turbo machinery [1] อาศัยสามเหลี่ยมความเร็ว (Velocity triangle) โดยปกติสามเหลี่ยมความเร็วจะถูกเขียน ณ ตำแหน่งเฉลี่ยของรัศมี ในกรณีของมุมใบพัด กังหันมีการเปลี่ยนแปลงจากโคนถึงปลายใบ (Hub to Tip) ดังรูปที่ 1 การไหลของน้ำไหลตามแนวแกนจากทางเข้า (inlet) ไปยังทางออก (outlet) ดังนั้นจะได้ว่า เวกเตอร์ความเร็ว $C_{r1} = C_{r2} = C_a$ ในการออกแบบถ้าต้องการประสิทธิภาพสูงสุด (Maximum efficiency) จะต้องออกแบบให้ค่าเวกเตอร์ความเร็ว C_{x2} เท่ากับ 0 จะได้ว่าค่าเวกเตอร์ความเร็ว $C_2 = C_{r2}$ เป็นเงื่อนไขในการออกแบบ



รูปที่ 1 แสดงสามเหลี่ยมความเร็ว

3. การออกแบบ

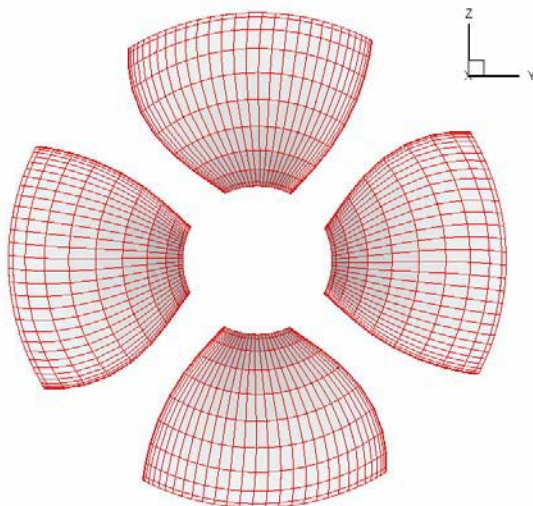
การขึ้นรูปใบพัดกังหัน 3 มิติ อาศัยสมการที่ (1) ช่วยให้เห็นถึงตำแหน่งต่างๆ บนใบพัดกังหัน ทั้งด้านผิวหน้าไบ (Pressure side) และผิวหลังไบ (Suction side) [2]

$$\begin{aligned}
 x_p &= -[r\theta_s \tan(\theta_{mt})] + (0.5c - x_c) \sin(\theta_{mt}) + y_c \cos(\theta_{mt}) \\
 y_p &= -r \cdot \sin\left(\frac{[(0.5c - x_c) \cos(\theta_{mt}) - y_c \sin(\theta_{mt})]}{r} - \theta_s\right) \\
 z_p &= -r \cdot \cos\left(\frac{[(0.5c - x_c) \cos(\theta_{mt}) - y_c \sin(\theta_{mt})]}{r} - \theta_s\right)
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

เมื่อ r คือระยะรัศมี c คือความยาวคอร์ด (chord length) θ_{mt} คือมุมพิทช์ (Pitch angle) ทำมุมกับแนวเส้นรอบวง t คือความหนา (Thickness) และ f คือระยะแคมเบอร์ (Camber) การกำหนดจุดตั้ง

กลาดคอร์คของแต่ละหน้าตัด ทำได้ด้วยการกำหนดระยะเยื้อง (Skew, θ_s) โดยระยะเยื้อง คือมุมที่จุดกึ่งกลาดคอร์คของหน้าตัดนั้น เยื้องไปจากจุดกึ่งกลาดคอร์คของหน้าตัดที่ตำแหน่งโคน (Root) ของปีกใบ เมื่อกำหนดจุดกึ่งกลางคอร์คได้แล้ว ก็สามารถกำหนดตำแหน่งขอบการไหลเข้า และขอบการไหลออกได้ ด้วยการเพิ่มและลดระยะทางครึ่งคอร์คจากจุดกึ่งกลางคอร์คไปตามแนวเส้นเกลียว (Helical line) ที่ทำมุมพิทซ์จากแนวเส้นรอบวง หลังจากนั้นจึงกำหนดตำแหน่งผิวของหน้าตัดไปตามระยะแอมเบอร์และความหนาของหน้าตัด และ y_c คือระยะแอมเบอร์บวกและลบ กับครึ่งหนึ่งของความหนา ณ ตำแหน่งนั้นของหน้าตัดสำหรับผิวด้านหน้าและผิวด้านหลังใบ ตามลำดับ

การศึกษาในครั้งนี้ได้นำเอาเขื่อนแม่จาง ซึ่งเป็นแหล่งน้ำใช้ในระบบของโรงไฟฟ้าแม่เมาะ โดยมีเงื่อนไขการใช้งานคือ ปลอน้ำด้วยอัตราการไหล 1.7 m³/s และมีระดับความสูงหัวน้ำเฉลี่ยที่ 13 เมตรพิจารณาจากเงื่อนไขข้างต้น เลือกจำนวนใบเท่ากับ 4 ใบ หมุนตามเข็มนาฬิกาเมื่อมองจากด้านเหนือหน้า รูปร่างใบพัดกังหันจากสมการที่ (1) แสดงดังรูปที่ 2

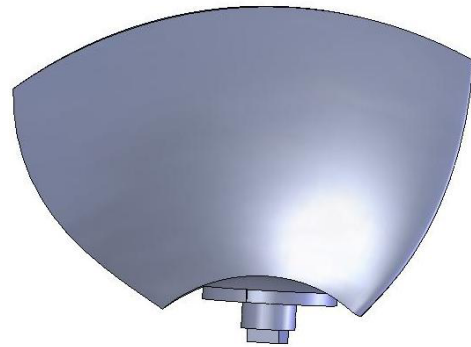


รูปที่ 2 แสดงรูปร่างใบพัดกังหันจากสมการที่ (1)

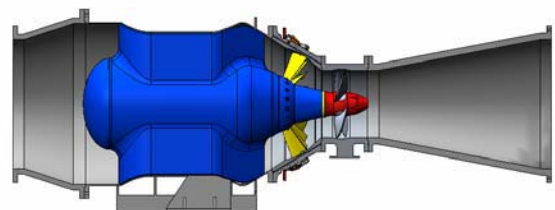
เมื่อได้รูปร่างใบพัดกังหัน อย่างคร่าวๆ แล้ว จากนั้นทำการออกแบบ Turbine เป็นไปตามเงื่อนไขการใช้งาน รูปที่ 3 แสดงรูปร่างใบพัดกังหัน ที่ได้จากการขึ้นรูปจากโปรแกรมช่วยออกแบบ (CAD) โดยใช้ตำแหน่งต่างๆ จากรูปที่ 2 เป็นแบบสำหรับการขึ้นรูป ส่วนรูปที่ 4 แสดงภาพตัดด้านข้างของชุด Turbine ชนิด Bulb Turbine ด้านซ้ายมือคือด้านเหนือหน้า (น้ำไหลเข้า) และด้านขวามือคือด้านท้ายน้ำ (น้ำไหลออก) และส่งกำลังไปยังชุด Generator โดยใช้สายพาน

4. การจำลอง CFD

การจำลองรูปแบบการไหลที่เกิดขึ้น จะใช้สมการของ นาเวียร์-สโตก (Navier-Stokes equations, NSEs) ร่วมกับทฤษฎีค่าเรย์โนลด์เฉลี่ย เพื่อที่จะแก้สมการ ซึ่งจะได้สมการควบคุมคือ [3]



รูปที่ 3 แสดงใบพัดกังหันจากการขึ้นรูปในโปรแกรมช่วยออกแบบ



รูปที่ 4 แสดงภาพตัดด้านข้างของชุด Turbine ชนิด Bulb Turbine

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

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

สำหรับค่า Reynolds Stress คือ

$$\tau_{ij} = \frac{\partial(\rho \cdot \overline{u'_i \cdot u'_j})}{\partial x_j}$$

หรือตามสมมุติฐานของ Boussinesq จะได้ว่า

$$\tau_{ij} = \mu_t \cdot \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \cdot \left(\rho \cdot k + \mu_t \cdot \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \right) \cdot \delta_{ij} \quad (4)$$

และสำหรับค่า turbulent viscosity term (μ_t) จะแทนด้วย แบบจำลองเทอร์มิวเลนซ์ $k - \epsilon$ คือ

$$\mu_t = \rho \cdot C_\mu \cdot \frac{k^2}{\epsilon}$$

จากแบบจำลองที่ใช้อธิบายปรากฏการณ์ที่ซับซ้อนของการไหลแบบเทอร์บิวเลนซ์ พบว่าสามารถเขียนสมการในรูปตัวแปร k และ ε ดังนี้

$$\rho \cdot \frac{Dk}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \cdot \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P - \rho \cdot \varepsilon \quad (5)$$

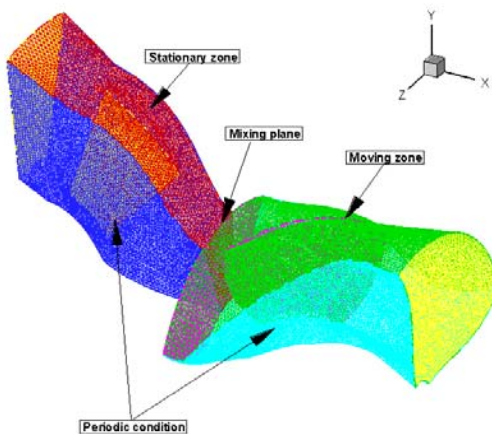
และ

$$\rho \cdot \frac{D\varepsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \cdot \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + C_{1\varepsilon} \cdot \frac{\varepsilon}{k} \cdot P - C_{2\varepsilon} \cdot \rho \cdot \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (6)$$

เมื่อ P คือ Production of turbulent kinetic energy และ $\sigma_k, \sigma_\varepsilon, C_{1\varepsilon}$ และ $C_{2\varepsilon}$ คือ ค่าคงที่

5. ผลการคำนวณ

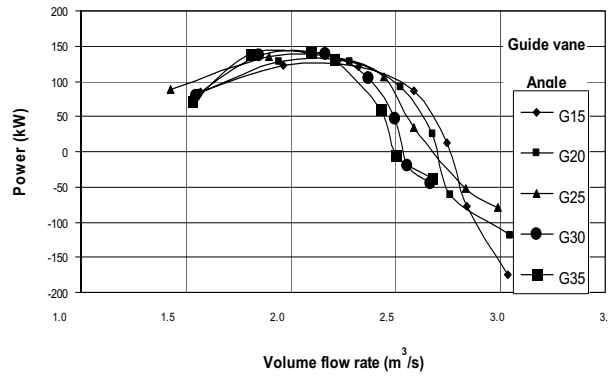
การศึกษาในครั้งนี้ใช้โปรแกรมสำเร็จรูป Fluent ช่วยในการจำลองการหาตำแหน่งองศาที่เหมาะสมของ Guide Vane และ Runner Blade เพื่อลดเวลาในการรันโปรแกรม จึงเลือกวิธีการกำหนดโดเมนเพียงแค่ส่วนหนึ่งของโดเมนทั้งหมด และใช้ร่วมกับเงื่อนไข Periodic condition กล่าวคือ Guide vane มีจำนวน 16 ชิ้น คือส่วนของ Stationary zone สำหรับโดเมนหนึ่งของส่วนนี้ก็คือ 1 ใน 16 ส่วนของทั้งหมด เช่นเดียวกัน Runner blade มี 4 ชิ้น คือส่วนของ Moving zone สำหรับโดเมนหนึ่งของส่วนนี้ก็คือ 1 ใน 4 ส่วนของทั้งหมด รูปร่างเซลล์เป็นแบบ Tetrahedral ดังรูปที่ 5 [4,5]



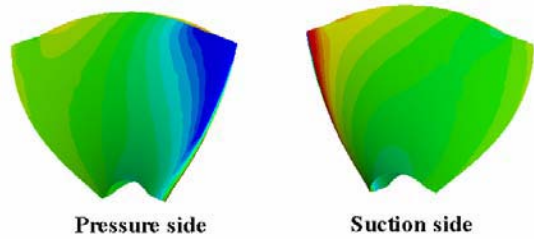
รูปที่ 5 แสดงโดเมน 1 ใน 16 ส่วนของ Guide vane และ 1 ใน 4 ส่วนของ Runner blade จำนวน 404,878 เซลล์

เงื่อนไขสำหรับกำหนดคือ ความสูงหัวน้ำเฉลี่ย 10 เมตรน้ำ และใบพัดกั้นหมุนด้วยความเร็วรอบ 800 rpm มิฉะนั้น Stationary zone กับ Moving zone ใช้เงื่อนไข Mixing plane เป็นเงื่อนไขของการไหลข้ามโซน ใช้การไหลแบบ Steady flow, $k-\varepsilon$ Turbulence Model และ ค่า Residual เท่ากับ 10^{-5}

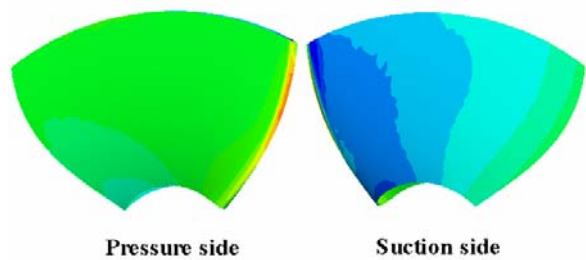
รูปที่ 6 แสดงค่า $P = T\omega$ เมื่อ T คือ แรงบิด (N-m) และ ω คือ ความเร็วรอบเชิงมุม (rad/s) เทียบกับอัตราการไหล (Volume flow rate, m^3/s) ค่าที่แสดงได้จากการปรับเปลี่ยนมุมของ Guide vane ที่ 15, 20, 25, 30 และ 35 องศา (เมื่อเทียบกับแนวแกนการไหล) และ มุมของ Runner blade ที่ 55, 50, 45, 40, 35, 30 และ 25 องศา ค่าแต่ละจุดบนเส้น Guide vane ของแต่ละมุมคือ มุมของ Runner blade ที่ตำแหน่ง 55, 50, 45, 40, 35, 30 และ 25 องศา จากซ้ายไปขวาตามลำดับ



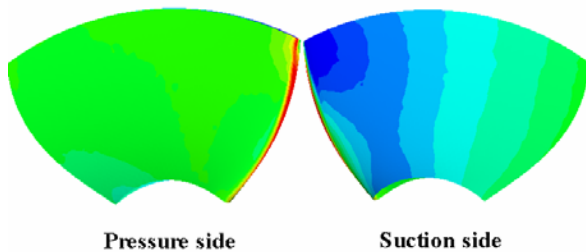
รูปที่ 6 แสดงค่ากำลัง(kW) ต่ออัตราการไหล (m^3/s)



(ก) Guide vane 15° และ Runner 25°



(ข) Guide vane 25° และ Runner 45°

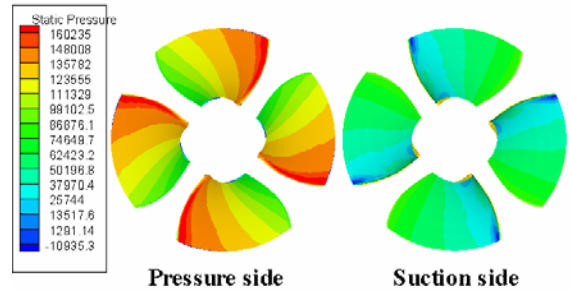


(ค) Guide vane 35° และ Runner 55°

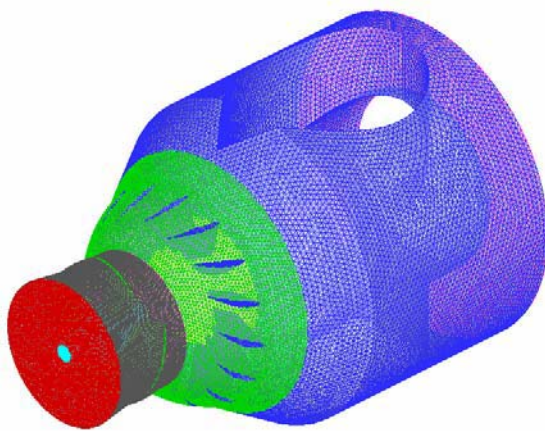
รูปที่ 7 Pressure distributions

รูปที่ 7 แสดงการกระจายตัวของความดันบนหน้าใบ (Pressure side) และด้านหลังใบ (Suction side) ที่ตำแหน่งมุมต่างๆ ของ Guide vane และ Runner blade

จากรูปที่ 6 ได้ตำแหน่งของ Guide vane ที่มีมุม 25 องศา และ Runner blade ที่มีมุม 45 องศา จะให้ค่ากำลังสูงสุด ดังนั้นเลือกตำแหน่งดังกล่าวสำหรับการรันโปรแกรมสำหรับโดเมนเต็ม รูปร่างเซลล์เป็นแบบ Tetrahedral ดังรูปที่ 8 เพื่อคำนวณหาความเร็วรอบ และกำลังที่สอดคล้องกับเงื่อนไขของแหล่งน้ำเขื่อนแม่จางที่มีความสูงหัวน้ำเฉลี่ย 13 เมตร อัตราการไหลที่ 1.7 m³/s

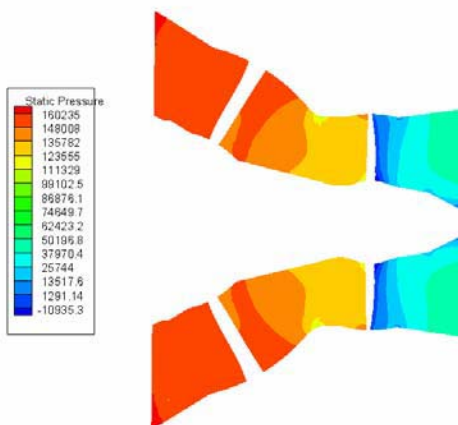


รูปที่ 10 การกระจายตัวของความดันบนใบ



รูปที่ 8 แสดงโดเมนเต็มจำนวน 1,376,141 เซลล์

รูปที่ 9 แสดงการกระจายตัวของความดันตามแนวการไหล จะสังเกตเห็นว่า ความเร็วเข้าปะทะ Runner blade ก่อนข้างเป็น Uniform flow รูปที่ 10 แสดงการกระจายตัวของความดันบน Runner blade



รูปที่ 9 Pressure distributions

6. สรุป

การออกแบบกังหันน้ำ ใบพัดกังหันเป็นชิ้นส่วนที่มีความสำคัญอย่างมากสำหรับการเปลี่ยนพลังงานจลน์ให้อยู่ในรูปพลังงานกล รูปทรงของใบพัดกังหันจะต้องออกแบบให้เหมาะสมกับสภาวะการไหลของแต่ละแหล่งน้ำ โดยอาศัยทฤษฎีทางด้าน Turbo machinery ร่วมกับการสมการ 3-D blade ช่วยในการกำหนดรูปร่างของใบพัด และใช้การจำลองทาง CFD วิเคราะห์การกระจายตัวของความดันบนผิวใบพัด ทำให้สามารถหาค่ากำลังที่ผลิตได้จากใบพัดที่ได้ออกแบบ โดยผลการวิเคราะห์พบว่ามุมของ Guide vane ที่เหมาะสมคือ 25 องศา และมุมของ Runner blade ที่เหมาะสมคือ 45 องศา ที่ความเร็วรอบ 600 rpm ให้กำลังสูงสุด เพื่อเป็นการตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลอง CFD ควรเปรียบเทียบกับผลการทดสอบ ซึ่งขณะนี้อยู่ในขั้นตอนการดำเนินการสร้างและทดสอบ ณ เขื่อนแม่จาง จ.ลำปาง

เอกสารอ้างอิง

- [1] Lewis, R.I. Turbo machinery performance analysis. John Wiley & Sons Inc., 1996.
- [2] Carlton, J.S. Marine Propellers and Propulsion. Oxford : Butterworth-Heinemann Ltd., 1994.
- [3] Chung, T. J. Computational fluid dynamics. Cambridge : Cambridge University Press, 2002.
- [4] Tiaple, Y., et al, 2005. Reverse Engineering for Developing Small Hydro Turbine Using CFD Simulation. ME-NETT National Conference 19th, Phuket.
- [5] Tiaple Y. and Nontakaew U., 2004. The development of bulb turbine for low head storage using CFD simulation, The joint international conference on "Sustainable Energy and Environment (SEE)".