

การคำนวณพลศาสตร์ของไหลสำหรับตรวจสอบความเหมาะสม ในการออกแบบเครื่องสูบน้ำแบบหอยโข่ง CFD Validation of Centrifugal Pump Design

นพพงศ์ ศรีตระกูล และ อุดมเกียรติ นนทแก้ว
ศูนย์วิจัยวิศวกรรมคำนวณขั้นสูง ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ เขตบางซื่อ กรุงเทพฯ 10800
โทร 0-2586-9542 โทรสาร 0-2586-9542 อีเมล n_pp_ng@yahoo.com, unk@kmitnb.ac.th

Noppong Sritrakul and Udomkiat Nontakaew

Research Centre for Advanced Computational Engineering, Department of Mechanical Engineering
King Mongkut's Institute of Technology North Bangkok, Bangsue, Bangkok, 10800
Tel: 0-2586-9542 Fax: 0-2586-9542 email: n_pp_ng@yahoo.com, unk@kmitnb.ac.th

บทคัดย่อ

การออกแบบเครื่องสูบน้ำแบบหอยโข่งเป็นการค้นหาความผูกโยงเข้าด้วยกันระหว่างรูปทรงของช่องทางไหลภายในเครื่องสูบน้ำ เพื่อให้เครื่องสูบน้ำมีสมรรถนะตามที่กำหนดภายใต้เงื่อนไขประสิทธิภาพการทำงานที่เหมาะสมที่สุดในสภาวะการใช้งานนั้น กระบวนการออกแบบเริ่มต้นจากการกำหนดคุณลักษณะและสมรรถนะของเครื่องสูบน้ำ แล้วคำนวณหารูปทรงเบื้องต้นของเครื่องสูบน้ำ ได้แก่ ช่องทางน้ำเข้า ใบพัดตัวเรือนสูบแบบหอยโข่งหรือโวลูตและช่องทางน้ำออก เมื่อได้รูปทรงเบื้องต้นครบถ้วนแล้ว จึงนำไปสร้างเมชสำหรับคำนวณพลศาสตร์ของไหล เพื่อจำลองและตรวจสอบเสถียรภาพของสนามการไหลซับซ้อนที่เกิดขึ้นภายใต้เงื่อนไขสภาวะการทำงานของเครื่องสูบน้ำที่กำหนด นำผลลัพธ์จากการคำนวณมาปรับปรุงรูปทรงของเครื่องสูบน้ำ สร้างเมชและคำนวณใหม่ ทำซ้ำจนกระทั่งได้รูปแบบการไหลภายในและสมรรถนะเครื่องสูบน้ำตามที่ต้องการ กำหนดให้เครื่องสูบน้ำแบบหอยโข่งมีอัตราไหล 12 ลูกบาศก์เมตรต่อชั่วโมง มีความสูงหัวน้ำไม่เกิน 23 เมตร ทำงานที่ความเร็วรอบ 2,850 รอบต่อนาที บทความนี้นำเสนอผลการศึกษาอิทธิพลของตำแหน่งลิ้นโวลูต (Volute tongue) ที่มีผลต่อลักษณะการไหลภายในเครื่องสูบน้ำ จำลองการไหลด้วยโปรแกรม Fluent ด้วยแบบจำลองความปั่นป่วน $k-\epsilon$ ร่วมกับการคำนวณตามทฤษฎี Multiple reference frame (MRF) และใช้การไหลที่มีเสถียรภาพ มีการไหลวนน้อยเป็นเงื่อนไขสำหรับการจำลอง ผลการศึกษาพบว่าการเปลี่ยนตำแหน่งลิ้นโวลูตมีผลต่อเสถียรภาพไหลและมีผลต่อการไหลวนที่ตำแหน่งหลังจากลิ้นโวลูต

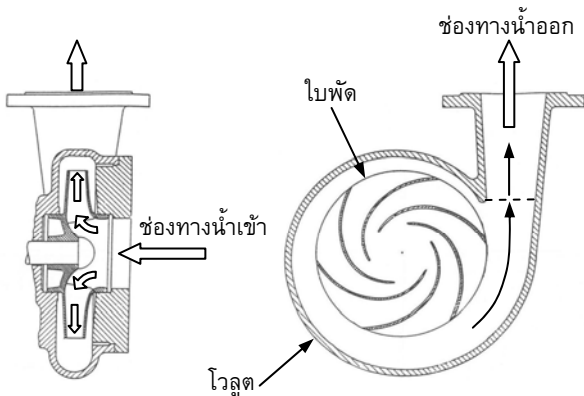
Abstract

The design of small centrifugal pump has purpose to find the good relation of water pathway in the pump in order to achieve the performance as require when the pump is working within the suitable efficiency. The design process was started from selection of the pump's specification and performance. Then calculate the suitable geometry of pump inlet, impeller, volute casing and discharge waterway. The appropriated mesh of each part was generated for fluid dynamic computation which the complicated flow was simulated under the assumed condition of pump working. The calculation result was analyzed and using to improve the geometry of water pathway. Meshing, fluid dynamic simulation and geometry improving were repeated until the pattern of pump flow and performance are met the requirement. The centrifugal pump works at the condition of nominal flow rate 12 cu.m./hr, maximum head 23 m. and speed 2,850 rpm. This paper is study how the position of volute tongue influences to the flow in the pump. The fluid dynamic of pump flow was studied by using program FLUENT. Standard $k-\epsilon$ turbulence model was used for this study by using multiple reference frame (MRF) in simulation under the criteria of stable and smooth flow condition. The study reveals that the changing of volute tongue position has effect to the stable of flow and the vortex flow behind volute tongue.

1. บทนำ

เครื่องสูบน้ำที่ออกแบบและผลิตภายในประเทศยังมีปัญหาต่างๆ เช่น มีสมรรถนะต่ำ การออกแบบและผลิตชิ้นส่วนอุปกรณ์ยังไม่ดีพอ เป็นผลให้ประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำต่ำเมื่อเปรียบเทียบกับสินค้าคุณภาพสูงที่นำเข้าจากต่างประเทศ เป็นต้น ปัญหาดังกล่าวนี้มีสาเหตุมาจากการขาดความรู้ความเข้าใจเกี่ยวกับทฤษฎีการออกแบบชิ้นส่วนของเครื่องสูบน้ำที่มีการทำงานเกี่ยวเนื่องกันอยู่ รวมไปถึงขาดความรู้เกี่ยวกับกลไกการไหลที่เกิดขึ้นภายในเครื่องสูบน้ำ ซึ่งหากมีความรู้และเข้าใจกลไกการไหลที่เกิดขึ้นก็จะสามารถออกแบบชิ้นส่วนอุปกรณ์ได้ถูกต้องเหมาะสม ได้สมรรถนะตามที่ต้องการ โดยทั่วไปการออกแบบเครื่องสูบน้ำแบบหอยโข่ง หลังจากที่ได้ออกแบบและกำหนดรูปทรงของเครื่องสูบน้ำ ดังแสดงในรูปที่ 1 ได้แก่ ช่องทางน้ำเข้า ไบพัต ตัวเรือนสูบน้ำแบบหอยโข่งหรือโวลูต และช่องทางน้ำออกแล้ว จะทำการสร้างต้นแบบแล้วทดสอบเพื่อยืนยันผลการออกแบบ หากผลที่ได้ยังไม่ดีพอ ก็จะมีการปรับปรุงรูปทรงเครื่องสูบน้ำ สร้างต้นแบบใหม่และทดสอบ โดยทำซ้ำจนกว่าจะได้ผลตามที่ต้องการ ซึ่งกระบวนการดังกล่าวนี้จะเสียค่าใช้จ่ายสูงและใช้เวลานาน ปัจจุบันเทคโนโลยีคอมพิวเตอร์มีความก้าวหน้าสามารถคำนวณได้รวดเร็วและค่าใช้จ่ายไม่สูงมาก การประยุกต์ใช้คอมพิวเตอร์เพื่อคำนวณพลศาสตร์ของไหล (CFD) จึงเป็นที่นิยมกันมากขึ้นทำให้สามารถลดค่าใช้จ่ายและใช้เวลาในการออกแบบน้อยลง

กระบวนการคำนวณพลศาสตร์ของไหลสำหรับตรวจสอบความเหมาะสมในการออกแบบเครื่องสูบน้ำแบบหอยโข่ง เริ่มจากออกแบบและกำหนดรูปทรงเบื้องต้นของเครื่องสูบน้ำแล้ว จึงนำไปสร้างเมชสำหรับคำนวณพลศาสตร์ของไหล เพื่อจำลองและตรวจสอบเสถียรภาพของสนามการไหลซับซ้อนที่เกิดขึ้นภายในไดอะแกรมการทำงาน ของเครื่องสูบน้ำที่กำหนด นำผลลัพธ์จากการคำนวณมาปรับปรุงรูปทรงของเครื่องสูบน้ำ สร้างเมชและคำนวณใหม่ ทำซ้ำจนกระทั่งได้รูปแบบการไหลภายในและสมรรถนะเครื่องสูบน้ำตามที่ต้องการ



รูปที่ 1 ภาพตัดขวางเครื่องสูบน้ำแบบหอยโข่ง

2. ทฤษฎี

ในเครื่องสูบน้ำแบบหอยโข่ง น้ำถูกดูดเข้ามาทางช่องทางน้ำเข้า ไหลเข้าไปในส่วนของไบพัตที่ประกอบอยู่ในเรือนสูบน้ำแบบหอยโข่งหรือโวลูต พลังงานกลจากมอเตอร์ส่งผ่านเพลาลำดับและถ่ายเทผ่านด้วย

กระบวนการอิมพัลส์ (Impulse) โดยไบพัตที่ติดอยู่กับเพลาลำดับ การหมุนของไบพัตจะทำให้พื้นที่ที่อยู่ภายในช่องว่างระหว่างครีของไบพัตหมุนไปด้วย ซึ่งน้ำจะรับพลังงานและเก็บไว้ในรูปของพลังงานจลน์ที่เพิ่มขึ้น เมื่อน้ำไหลออกจากไบพัตเข้าสู่เรือนสูบน้ำและช่องทางน้ำออก พลังงานจลน์ส่วนหนึ่งจะถูกเปลี่ยนเป็นความดันด้วยกระบวนการดิฟฟิวชัน (Diffusion) โดยขยายช่องทางไหลให้มีขนาดใหญ่ขึ้นเพื่อลดความเร็วของน้ำและพลังงานอีกส่วนหนึ่งจะสูญเสียไป ในการส่งถ่ายพลังงานที่เกิดขึ้นในเครื่องสูบน้ำจะเป็นไปตามกฎการอนุรักษ์พลังงาน จะได้สมการสมดุลพลังงานของเครื่องสูบน้ำคือ

$$\dot{E}_{in} + \text{Power input} = \dot{E}_{out} + \text{Total loss} \quad (1)$$

จากสมการสมดุลพลังงานของเครื่องสูบน้ำหมายความว่า ผลรวมของพลังงานที่เข้าสู่ระบบกับกำลังที่ใส่ให้แก่ระบบมีค่าเท่ากับผลรวมของพลังงานที่ทางออกรวมกับความสูญเสียรวมที่เกิดขึ้นในระบบ เมื่อพิจารณาพลังงานที่ทางออก ($\dot{E}_{out}$) ซึ่งแสดงอยู่ในรูปของน้ำหนักจำเพาะของน้ำ (γ) อัตราไหลและความสูงหัวน้ำ คือ $\dot{E}_{out} = \gamma QH$ พบว่าอัตราไหล (Volume flow rate, Q) และความสูงหัวน้ำ (Pressure head, H) เป็นตัวกำหนดสมรรถนะของเครื่องสูบน้ำและเป็นตัวแปรไม่ทราบค่า แต่ตัวแปรทั้งสองมีความสัมพันธ์แบบแปรผกผัน เนื่องจากพลังงานที่ใส่ให้แก่ระบบจะได้มาจากมอเตอร์ซึ่งทราบค่าแน่นอนและกำหนดให้มีค่าคงที่ ดังนั้นการที่จะทำให้พลังงานที่ทางออกมีค่าสูงจะต้องทำให้เกิดการสูญเสียน้อยที่สุด การลดการสูญเสียที่สามารถทำได้คือ การออกแบบรูปทรงของเครื่องสูบน้ำที่ทำให้เกิดรูปแบบการไหลที่ราบเรียบและมีการไหลวนน้อย ซึ่งจะทำให้เกิดการส่งถ่ายและเปลี่ยนรูปพลังงานได้ดีที่สุด

ในการออกแบบเครื่องสูบน้ำแบบหอยโข่งจะมีชิ้นส่วนสำคัญ คือ ไบพัตและโวลูต ซึ่งมีรายละเอียดการออกแบบดังนี้

2.1 การออกแบบไบพัต

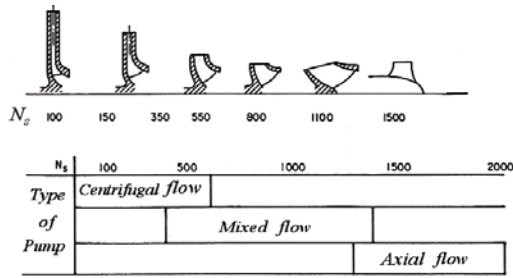
การคำนวณออกแบบเครื่องสูบน้ำแบบหอยโข่ง เริ่มต้นจากการกำหนดอัตราไหล ความสูงหัวน้ำ และความเร็วรอบของไบพัต เพื่อคำนวณหาความเร็วจำเพาะ (N_s) โดยคำนวณจาก

$$N_s = \frac{N(\text{rpm}) \times \sqrt{Q(\text{m}^3/\text{min})}}{[H(\text{m})]^{3/4}} \quad (2)$$

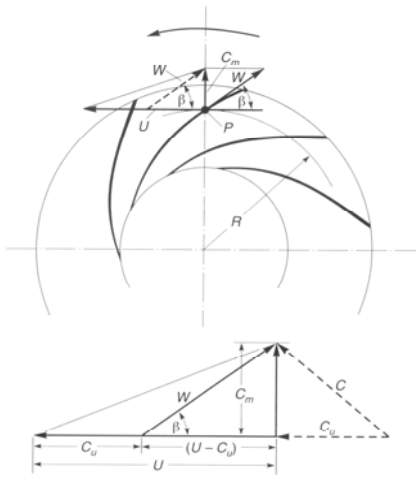
ค่าความเร็วจำเพาะของเครื่องสูบน้ำจะเป็นตัวกำหนดลักษณะของไบพัต โดยมีข้อแนะนำลักษณะไบพัตที่เหมาะสมว่าควรจะเป็นชนิดไหลในแนวรัศมี ไหลผสม หรือไหลตามแนวแกน ดังแสดงในรูปที่ 2

การออกแบบไบพัตเครื่องสูบน้ำอาศัยทฤษฎีทางด้านเครื่องจักรกลกึ่งตัน อาศัยการเขียนสามเหลี่ยมความเร็ว (Velocity triangle) ตามทฤษฎีเครื่องสูบน้ำของออยเลอร์เพื่อคำนวณค่าแวกเตอร์ความเร็วต่างๆ บนไบพัต โดยปกติสามเหลี่ยมความเร็วจะถูกเขียน ณ ตำแหน่งทางเข้าและทางออกของไบพัต สามเหลี่ยมความเร็วที่ได้จะมีลักษณะดังรูปที่ 3 กระบวนการออกแบบเริ่มต้นจากนำค่าความเร็วจำเพาะที่คำนวณได้มาหาค่าสัมประสิทธิ์ความเร็ว (K_u) โดยอาศัยแผนภาพช่วยออกแบบของ Stepanoff [2] เพื่อคำนวณหาความเร็วที่ปลายไบพัต (U) เส้นผ่าน

ศูนย์กลางใบพัด (D) และความเร็วที่ทางออกของใบพัด (C_{m2}) แล้วจึงคำนวณค่าองค์ประกอบความเร็วอื่นๆจากสามเหลี่ยมความเร็ว



รูปที่ 2 ลักษณะใบพัดที่เหมาะสมสำหรับค่าความเร็วจำเพาะ [1]



รูปที่ 3 องค์ประกอบสามเหลี่ยมความเร็วในใบพัด

สมการคำนวณแวกเตอร์ความเร็วที่ทางออกของใบพัด คือ

$$U_2 = K_u \sqrt{2gH} \quad (3)$$

$$U_2 = \frac{\pi D_2 N}{60} \quad (4)$$

$$C_{m2} = K_{m2} \sqrt{2gH} \quad (5)$$

$$W_{u2} = \frac{C_{m2}}{\tan \beta_2} \quad (6)$$

$$C_{u2} = U_2 - W_{u2} \quad (7)$$

สมการคำนวณแวกเตอร์ความเร็วที่ทางเข้าของใบพัด คือ

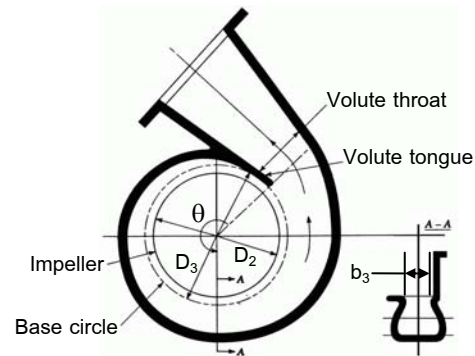
$$U_1 = C_1 \cos \beta_1 \quad (8)$$

$$C_{m1} = U_1 \tan \beta_1 \quad (9)$$

2.2 การออกแบบโวลูต

รูปร่างโวลูตดังรูปที่ 4 เริ่มจากตำแหน่งลิ้นโวลูต (Volute tongue) จะมีการเพิ่มพื้นที่หน้าตัดของช่องทางไหลตามระยะทางเชิงมุมที่เพิ่มขึ้นจนกระทั่งถึงตำแหน่งที่เรียกว่าคอของโวลูต (Volute throat) การเพิ่มพื้นที่หน้าตัดของช่องทางไหลจะทำหน้าที่เปลี่ยนพลังงานจลน์ของน้ำที่ถูกเหวี่ยงออกจากใบพัดและไหลเข้าสู่โวลูตให้กลายเป็นความดัน ดังนั้นการเพิ่มขึ้นของความดันที่ได้จึงขึ้นอยู่กับรูปร่างของโวลูตเป็นสำคัญ

ในงานวิจัยนี้เลือกออกแบบรูปร่างโวลูตตามหลักการความเร็วเฉลี่ยของทุกหน้าตัดมีค่าคงที่ (Constant mean velocity, CMV)



รูปที่ 4 ส่วนประกอบของโวลูต [4]

การออกแบบรูปร่างโวลูตโดยหลักการCMVนำเสนอโดย Stepanoff ซึ่งสมมุติให้ขณะที่น้ำถูกเหวี่ยงออกจากใบพัดนั้น มีการกระจายความดันรอบๆใบพัดอย่างสม่ำเสมอ ทำให้อัตราไหลที่ไหลออกจากใบพัดเพิ่มขึ้นอย่างสม่ำเสมอตามมุม θ ที่เพิ่มขึ้นและทำให้ขนาดหน้าตัดโวลูตเพิ่มขึ้นแบบเชิงเส้นจากตำแหน่งลิ้นของโวลูตจนกระทั่งถึงคอของโวลูต การกำหนดความเร็วเฉลี่ย (C_m) ที่ใช้ออกแบบโวลูต คำนวณจาก

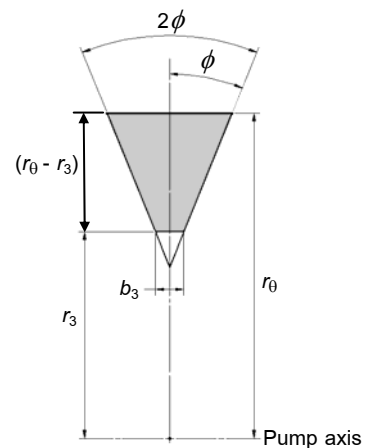
$$C_m = K_3 \sqrt{2gH} \quad (10)$$

การกำหนดขนาดวงกลมฐานของโวลูต (Base circle) มีการกำหนดให้มีขนาดประมาณ 1.1 เท่าของเส้นผ่านศูนย์กลางใบพัด เพื่อให้มีช่องว่างระหว่างปลายใบพัดกับทางเข้าโวลูต ซึ่งจะช่วยลดปัญหาการสั่นสะเทือนที่จะเกิดขึ้น และความกว้างของช่องทางเข้าโวลูตกำหนดให้มีขนาด 2 เท่าของความกว้างของช่องทางออกใบพัด สำหรับการคำนวณพื้นที่หน้าตัดของโวลูตจะมีความสัมพันธ์กับมุม θ ดังนี้

$$A_\theta = \frac{Q \times \theta}{360 \times C_m} \quad (11)$$

สำหรับหน้าตัดของโวลูตกำหนดเป็นสี่เหลี่ยมคางหมู (Trapezium cross section) ดังที่แรงในรูปที่ 5 สามารถคำนวณพื้นที่หน้าตัดดังนี้

$$A_\theta = b_3 \times (r_\theta - r_3) + (\tan \phi) \times (r_\theta - r_3)^2 \quad (12)$$



รูปที่ 5 หน้าตัดของโวลูต

3. การออกแบบเครื่องสูบน้ำแบบหอยโข่ง

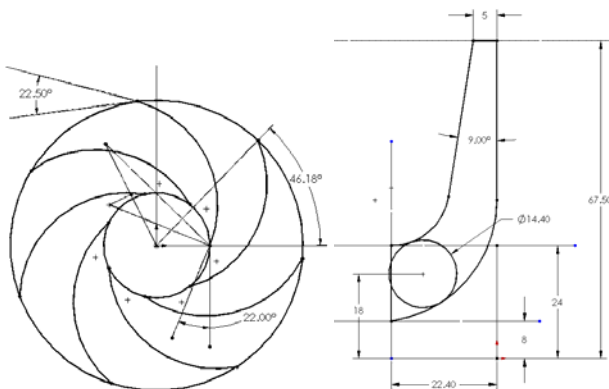
จากเงื่อนไขการออกแบบคือ กำหนดให้เครื่องสูบน้ำแบบหอยโข่งมีอัตราไหล 0.2 ลูกบาศก์เมตรต่อวินาที (12 ลูกบาศก์เมตรต่อชั่วโมง) มีความสูงหัวน้ำไม่เกิน 23 เมตร ทำงานที่ความเร็วรอบ 2,850 รอบต่อนาที จะได้ค่าความเร็วจำเพาะของเครื่องสูบน้ำคือ 121 และเมื่อนำไปออกแบบใบพัดจะได้ข้อกำหนดลักษณะใบพัดดังตารางที่ 1 และเขียนเส้นโค้งใบพัดแบบเส้นโค้งรัศมีเดียวซึ่งเป็นการเขียนเส้นโค้งอย่างง่ายที่สุดและลักษณะหน้าตัดของใบพัดในแนวเมริเดียนดังรูปที่ 6 สำหรับขนาดของดุมใบพัดจะมีความสัมพันธ์กับขนาดของเพลาส่งกำลัง โดยเมื่อคำนวณความแข็งแรงแล้วจะได้เพลาส่งกำลังขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 10 มม. และได้ข้อกำหนดลักษณะของโวลูตดังตารางที่ 2 โดยมีการกำหนดตำแหน่งหน้าตัดและเส้นโวลูตดังแสดงในรูปที่ 7

ตารางที่ 1 ข้อกำหนดลักษณะใบพัด

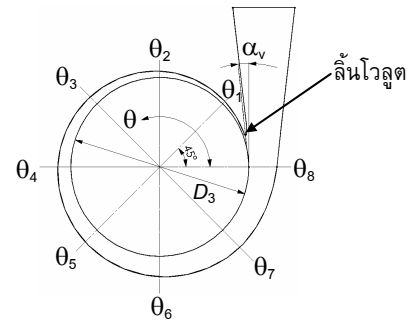
รายละเอียด	ขนาด
เส้นผ่านศูนย์กลางใบพัด (D_2)	135 มม.
เส้นผ่านศูนย์กลางช่องทางเข้าใบพัด (D_1)	48 มม.
มุมทางเข้าใบพัด (β_1)	22°
ความกว้างช่องทางเข้าใบพัด (b_1)	14.4 มม.
มุมทางออกใบพัด (β_2)	22.5°
ความกว้างช่องทางออกใบพัด (b_2)	5 มม.
จำนวนกลีบใบพัด (Z)	7 ใบ
ความหนากลีบใบพัด (t)	4 มม.
เส้นผ่านศูนย์กลางดุมใบพัด (D_h)	16 มม.

ตารางที่ 2 ข้อกำหนดลักษณะโวลูต

รายละเอียด	ขนาด
เส้นผ่านศูนย์กลางวงกลมฐานของโวลูต (D_3)	146 มม.
ความกว้างช่องทางเข้าโวลูต (b_3)	10 มม.
มุมขยายออกของหน้าตัดสี่เหลี่ยมคางหมู (ϕ)	22°
ตำแหน่งเส้นโวลูตที่มุม α_v	3°, 5°, 7°, 9°, 11°



รูปที่ 6 เส้นโค้งใบพัดและหน้าตัดของใบพัดในแนวเมริเดียน



รูปที่ 7 ตำแหน่งหน้าตัดและเส้นโวลูต

หลังจากนั้นนำข้อกำหนดดังกล่าวไปเขียนแบบเพื่อที่จะนำไปใช้สำหรับการจำลอง CFD ต่อไป ได้รูปทรง 3 มิติของใบพัดและโวลูตดังรูปที่ 8



รูปที่ 8 รูปทรงของใบพัดและโวลูต

4. การจำลอง CFD

การจำลองการไหลที่เกิดขึ้นภายในเครื่องสูบน้ำ จะใช้สมการของนาเวียร์-สโตก (Navier-Stokes equations) ร่วมกับทฤษฎีค่าเฉลี่ยของเรย์โนลด์เพื่อแก้สมการ จะได้สมการนาเวียร์-สโตกส์จากการเฉลี่ยของเรย์โนลด์ (Reynolds-averaged Navier-Stokes equation, RANS) คือ

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (13)$$

และ

$$\frac{\partial \rho \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho \bar{u}_i \bar{u}_j}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \right] + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (14)$$

สำหรับค่า Reynolds stress คือ $\tau_{ij} = -\rho \overline{u'_i u'_j}$

ซึ่งตามสมมติฐานของ Boussinesq จะได้ว่า

$$\tau_{ij} = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} \right) \delta_{ij} \quad (15)$$

และสำหรับค่าความหนืดของความปั่นป่วน (Turbulent eddy viscosity, μ_t) จะแทนด้วยแบบจำลองความปั่นป่วน $k-\varepsilon$ คือ $\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$ สามารถเขียนสมการใหม่เป็น

$$\rho \frac{Dk}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P - \rho \varepsilon \quad (16)$$

และ

$$\rho \frac{D\varepsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} P - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (17)$$

เมื่อ P คือ Production of turbulent kinetic energy

$\sigma_k, \sigma_\varepsilon, C_{1\varepsilon}$ และ $C_{2\varepsilon}$ คือ ค่าคงที่

การศึกษานี้ได้จำลองการไหลภายในเครื่องสูบน้ำด้วยโปรแกรม

Fluent ด้วยแบบจำลองความปั่นป่วน $k-\varepsilon$ ร่วมกับการคำนวณตามตาม ทฤษฎี MRF โดยมีการกำหนดผนังและพื้นผิวใบพัดให้หยุดนิ่ง แต่กำหนดให้ปริมาตรของไหลในส่วนของใบพัดมีการเคลื่อนที่แทน ซึ่งเป็นการเคลื่อนที่สัมพันธ์กัน ปริมาตรของไหลในส่วนใบพัดจะหมุนด้วยความเร็วรอบเท่ากับความเร็วรอบของใบพัดและหมุนในทิศเดียวกันกับใบพัด วิธีการกำหนดการเคลื่อนที่ดังกล่าวเรียกว่า Frozen rotor method ซึ่งเป็นวิธีที่นิยมใช้ในการคำนวณพลศาสตร์ของไหลของเครื่องสูบน้ำและกังหันน้ำ กำหนดให้เงื่อนไขขอบทางเข้าของช่องทางน้ำเข้ามีค่าความดันสถิตคงที่เท่ากับค่าความดันบรรยากาศและเงื่อนไขขอบทางออกของช่องทางน้ำออกมีค่าความดันสถิตคงที่ โดยเปลี่ยนแปลงค่าความดันที่ทางออกเพื่อควบคุมให้ได้อัตราไหลตามที่ต้องการ

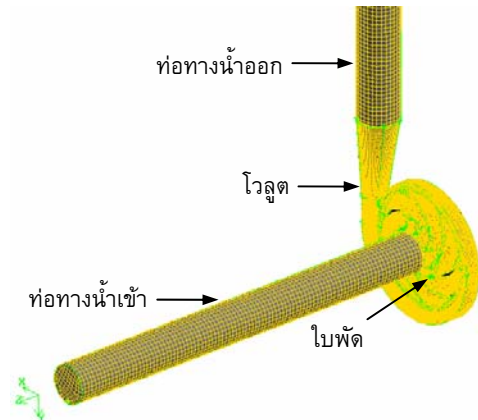
ก่อนการคำนวณพลศาสตร์ของไหล จะต้องสร้างโดเมนของระบบสูบน้ำก่อน การกำหนดโดเมนของระบบสูบน้ำดังรูปที่ 9 ประกอบด้วย 4 ชั้นส่วนหลัก คือ ท่อทางน้ำเข้า ใบพัด วัลลูต และท่อทางน้ำออก โดยท่อทางน้ำเข้ามีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 48 มม. ยาว 1 เมตร ท่อทางน้ำออกมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 50 มม. ยาว 10 เมตร หลังจากนั้นนำปริมาตรของไหลในแต่ละส่วนมาสร้างเมช (Mesh) โดยใช้เมชรูปแบบ Tetrahedral พบว่า ท่อทางน้ำเข้ามีจำนวนเมชเท่ากับ 46,700 เซลล์ ใบพัดมีจำนวนเมชเท่ากับ 221,546 เซลล์ วัลลูตมีจำนวนเมชเท่ากับ 244,071 เซลล์และท่อทางน้ำออกมีจำนวนเมชเท่ากับ 138,840 เซลล์ มีการกำหนดเงื่อนไขขอบ คือ ปลายท่อทางน้ำเข้าทางด้านน้ำไหลเข้า กำหนดให้มีความดันสถิตคงที่เท่ากับค่าความดันบรรยากาศ ส่วนของใบพัดที่เชื่อมต่อกับชั้นส่วนอื่นกำหนดให้เป็น interface สำหรับส่วนทางเข้าและออกวัลลูตกำหนดให้เป็น interface ปลายท่อทางน้ำออกอีกด้านกำหนดให้มีความดันสถิตคงที่ สำหรับผนังและพื้นผิวใบพัด กำหนดให้ความเร็วเท่ากับศูนย์และไม่มีการสไลด์ ส่วนบริเวณใกล้ผนังกำหนดให้ใช้ฟังก์ชันผนังมาตรฐานและค่าความขรุขระของผิวมีค่าคงที่เท่ากับ 0.5

5. ผลการจำลอง CFD

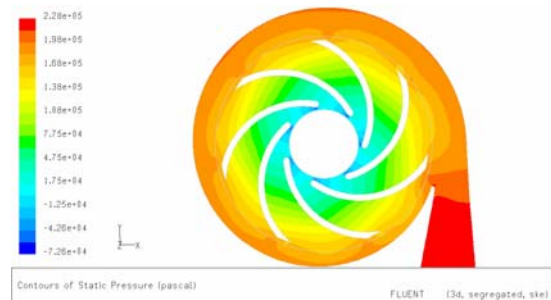
5.1 ผลจำลองการไหลที่ตำแหน่งลิ้นวัลลูต $\alpha_v=7$ องศา

จากการออกแบบรูปทรงวัลลูตที่ตำแหน่งลิ้นวัลลูต $\alpha_v=7$ องศา จะได้ผลการกระจายความดันที่ระนาบกึ่งกลางวัลลูตดังรูปที่ 10 และสนาม

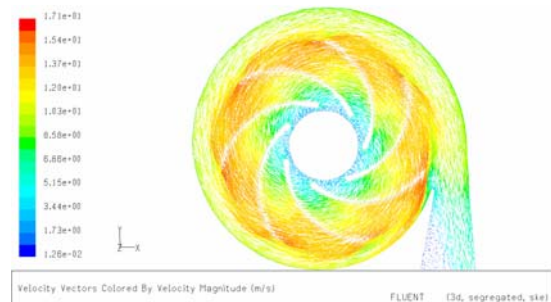
ความเร็วของการไหลภายในดังรูปที่ 11 เนื่องจากที่บริเวณคอวัลลูตมีค่าความดันสูงกว่าบริเวณอื่น ส่งผลให้น้ำบางส่วนไหลแยกตัวกลับเข้าไปยังช่องว่างระหว่างปลายใบพัดกับวัลลูต อีกทั้งพบการไหลวนที่ตำแหน่งหลังจากคอวัลลูต ดังรูปที่ 12



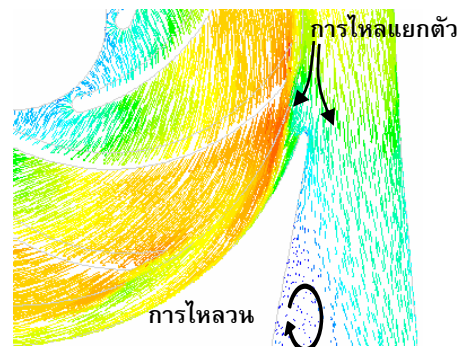
รูปที่ 9 โดเมนของระบบสูบน้ำ



รูปที่ 10 การกระจายความดันที่ระนาบกึ่งกลาง



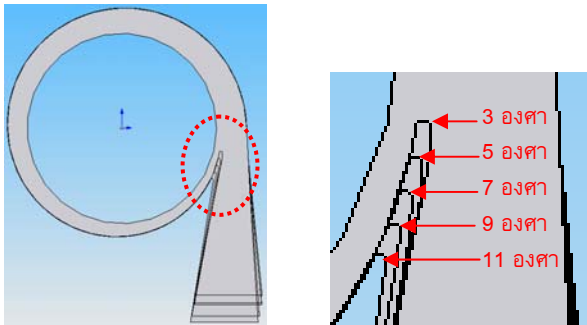
รูปที่ 11 สนามความเร็วที่ระนาบกึ่งกลาง



รูปที่ 12 บริเวณที่เกิดการไหลแยกตัวและไหลวน

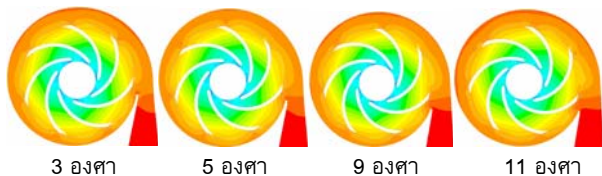
5.2 ผลจำลองการไหลที่ตำแหน่งล้นโวลูต α_v อื่น ๆ

ปรับปรุงรูปทรงของโวลูตโดยเปลี่ยนตำแหน่งล้นโวลูตดังรูปที่ 13

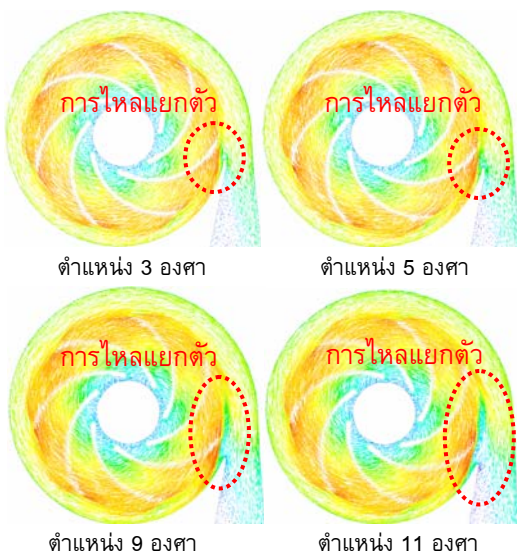


รูปที่ 13 การปรับเปลี่ยนตำแหน่งล้นโวลูต

การปรับเปลี่ยนรูปทรงโวลูตโดยเปลี่ยนตำแหน่งล้นโวลูต พบว่าการกระจายความดันภายในใบพัดและโวลูตของแต่ละกรณีมีลักษณะไม่แตกต่างกันดังแสดงในรูปที่ 14 แต่จะแตกต่างอย่างชัดเจนบริเวณตำแหน่งล้นโวลูตและทางออกโวลูต เนื่องจากการเพิ่มมุมโวลูตมากขึ้น ทำให้พื้นที่หน้าตัดบริเวณล้นโวลูตเพิ่มขึ้นด้วย ส่งผลให้กระบวนการตีฟิวชั่นที่เปลี่ยนพลังงานจลน์เป็นความดันเกิดได้รวดเร็วมากขึ้นจึงทำให้ความดันบริเวณนี้สูงขึ้นอย่างรวดเร็ว นอกจากนี้การเปลี่ยนตำแหน่งล้นโวลูตมีผลต่อสนามการไหลดังแสดงในรูปที่ 15 พบว่าเมื่อเพิ่มมุมโวลูตจะทำให้สนามความเร็วที่ตำแหน่งก่อนถึงล้นโวลูตเกิดการไหลแยกตัวมากขึ้น ซึ่งเป็นผลมาจากความดันที่สูงขึ้น



รูปที่ 14 การกระจายความดันเมื่อเปลี่ยนตำแหน่งล้นโวลูต



รูปที่ 15 สนามความเร็วเมื่อเปลี่ยนตำแหน่งล้นโวลูต

6. สรุป

การออกแบบเครื่องสูบน้ำแบบหอยโข่ง โวลูตเป็นชิ้นส่วนที่มีความสำคัญอย่างมากสำหรับเปลี่ยนรูปพลังงานจลน์ให้กลายเป็นความดัน รูปทรงของโวลูตจะต้องออกแบบให้เหมาะสมกับสภาวะการทำงานของเครื่องสูบน้ำ โดยอาศัยทฤษฎีทางด้าน Turbo machinery ร่วมกับการจำลอง CFD ช่วยในการวิเคราะห์การไหลที่เกิดขึ้นภายในเพื่อกำหนดรูปทรงของโวลูตที่เหมาะสม ในการศึกษาครั้งนี้ได้ออกแบบโวลูตตามหลักการความเร็วเฉลี่ยของทุกหน้าตัดมีค่าคงที่และสนใจที่จะศึกษาอิทธิพลของตำแหน่งล้นโวลูตที่มีผลต่อลักษณะการไหลภายในเครื่องสูบน้ำ ซึ่งได้เปลี่ยนตำแหน่งล้นโวลูตที่มุม $\alpha_v = 3, 5, 7, 9$, และ 11 องศา พบว่าตำแหน่งล้นโวลูตจะมีผลต่อการไหลแยกตัวและการไหลวนที่เกิดขึ้นบริเวณล้นโวลูตและทางออกโวลูต การไหลแยกตัวจะเกิดขึ้นน้อยที่สุดที่ตำแหน่ง $\alpha_v = 3$ องศา และเพิ่มขึ้นตามค่ามุม α_v ที่เพิ่มขึ้นและเกิดการไหลแยกตัวมากที่สุดที่ตำแหน่ง $\alpha_v = 11$ องศา และพบว่าที่ $\alpha_v = 3$ องศาเกิดการไหลวนใกล้ตำแหน่งล้นโวลูตมากที่สุดและตำแหน่งการไหลวนจะห่างออกไปเมื่อมุม α_v เพิ่มขึ้น การไหลแยกตัวและการไหลวนที่เกิดขึ้นเป็นตัวบ่งบอกถึงความสูญเสียที่เกิดขึ้นหากต้องการให้เครื่องสูบน้ำมีประสิทธิภาพและสมรรถนะที่ดีจะต้องออกแบบให้เกิดการไหลภายในที่ราบเรียบ เกิดการไหลแยกตัวและการไหลวนน้อยที่สุด เพื่อเป็นการตรวจสอบความถูกต้องของการจำลอง CFD ควรต้องมีการเปรียบเทียบกับผลการทดสอบ ซึ่งขณะนี้อยู่ในขั้นตอนการดำเนินการสร้างและทดสอบ ณ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ

เอกสารอ้างอิง

- [1] ชำรง เปรมปรีดิ์ และ ดำรงศักดิ์ มลิลลา, 2534. เครื่องสูบน้ำ : การออกแบบ การใช้งาน และการบำรุงรักษา. พิมพ์ครั้งที่ 2 , วิศวกรรมสถานแห่งประเทศไทย
- [2] Stepanoff, A. J., 1957. Centrifugal and Axial Flow Pump. 2nd ed., John Wiley & Sons Inc.
- [3] Chung, T. J., 2002. Computational fluid dynamics. Cambridge, Cambridge University Press.
- [4] Tuzson, J., 2000. Centrifugal Pump Design. John Wiley & Sons Inc.
- [5] Addison H., 1966. Centrifugal and Other Rotodynamics Pump. Chapman & Hall, London
- [6] R. K. Turton, 1994. Rotodynamic Pump Design. Cambridge University Press, Great Britain
- [7] Round, G. F., 2004. Incompressible Flow Turbomachines. Elsevier Butterworth –Heinemann, USA
- [8] Fluent Inc, 1998. Fluent 5.0 User's Guide. Lebanon