การใช้ CFD ช่วยในการออกแบบเครื่องสูบน้ำบาดาลแรงเหวี่ยงหนีศูนย์ชนิด 3 ชั้น

Three- Stage Centrifugal Submersible Pump Design Using CFD

อนุสรณ์ ผ่องประภา และ อุดมเกียรติ นนทแก้ว
ศูนย์วิจัยวิศวกรรมคำนวณขั้นสูง ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ เขตบางซื่อ กรุงเทพฯ 10800
โทร 0-2913-2500 ต่อ 8320 โทรสาร 0-2586-9542 อีเมล์ anus_rn1@hotmail.com, unk@kmitnb.ac.th

Anusorn Phongprapa 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:0-2913-2500 ext 8320, Fax: 0-2586-9542, E-mail: anus_rn1@yahoo.com , unk@kmitnb.ac.th

บทคัดย่อ

หัวใจของการออกแบบเครื่องสูบน้ำบาดาลแบบหลายชั้น คือการหารูปทรงที่ทำให้น้ำไหลอย่างสะดวก ตั้งแต่ทางเข้าเครื่องสูบจนถึงทางออก กระบวนการออกแบบเริ่มต้นด้วยการเปลี่ยนข้อกำหนดสมรรถนะเครื่องสูบน้ำเป็นรูปทรงเบื้องต้นของเครื่องสูบ งานวิจัยนี้เป็นการออกแบบเครื่องสูบน้ำบาดาลชนิดแรงเหวี่ยงหนีศูนย์แบบ 3 ชั้น ขนาด เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก 4 นิ้ว อัตราการไหล 5 ลูกบาศก์เมตรต่อชั่วโมง ซึ่งกำหนดสมรรถนะไว้ที่เฮดสูงสุดไม่เกิน 18 เมตร โดยศึกษาอิทธิพลของใบพัดและช่องทางไหลวกกลับที่เชื่อมต่อระหว่างชั้นต่อเฮดที่เกิดขึ้นในแต่ละชั้น เปรียบเทียบใบพัดโค้งเดี่ยวกับใบพัดโค้งผสม และมุมวกกลับของช่องทางไหล 135 กับ 180 องศา ใช้โปรแกรม FLUENT คำนวณพลศาสตร์ของไหลเป็นเครื่องมือในการคำนวณการกระจายความดันน้ำ และอัตราการไหลภายในเครื่องสูบน้ำ เลือกใช้โมเดลการไหลภายในเครื่องสูบน้ำเป็นไหลแบบปั่นป่วน *Shear stress transport* $k-\omega$ ผลการศึกษาพบว่า รูปทรงใบพัดทั้ง 2 แบบให้ผลการไหลที่แตกต่างกันเพียงเล็กน้อย อัตราการเพิ่มเฮดน้ำระหว่างชั้นลดลงเมื่อจำนวนชั้นของเครื่องสูบน้ำเพิ่มขึ้น และที่ความดันเดียวกันเครื่องสูบน้ำที่มีมุมวกกลับระหว่างชั้น 135 องศา จะให้อัตราการไหลที่ดีกว่าเล็กน้อย

Abstract

The essential of multi-stage submersible pump design is to find out the consistency shape of pump in order that water flows smoothly from the inlet to the outlet. The design process starts from using the data of specification and performance of pumps to calculate a basic shape. The present study is emphasized to design a 3 stages centrifugal submersible water pump of 4 inches diameter and 5 m^3 /h flow rate. Its maximum head shall not exceed 18 mWG. The impeller profiles and return channels are investigated. The influence on flows of single and double arc impeller profiles are compared, two shapes of return channel,135 degree and 180 degree are studied. The flow is simulated using computational fluid dynamics ,FLUENT, with shear stress transport $k-\omega$ turbulent model. The study shows that the difference between two impeller profile is not significant, a increasing pressure ratio between stage decreases when the number of stage increases. At the same pressure condition, pump configured with 135 degree return channel gives little better flow.

1. บทนำ

ในปัจจุบันปัญหาที่พบมากในผลิตภัณฑ์เครื่องสูบน้ำบาดาลชนิดหลายชั้น คือสร้างเฮดและอัตราการไหลไม่ได้ตามกำหนด เนื่องจากเกิดการสูญเสียพลังงานในระบบสูงสืบเนื่องจากการขาดองค์ความรู้ และความเข้าใจเชิงทฤษฎี ในการออกแบบองค์ประกอบของเครื่องสูบน้ำ โดยทั่วไปในแต่ละชั้นเครื่องสูบน้ำจะประกอบด้วย ท่อดูดรูปทรงนอซเซิล ใบพัด เรือนสูบน้ำ และดิฟฟิวเซอร์ทางออก โดยน้ำจะไหลผ่านอุปกรณ์ต่างๆ นี้ต่อเนื่องกัน เมื่อออกจากชั้นแรกจะไหลต่อเนื่องเข้าสู่ชั้นถัดไปทันที

วิธีการที่จะแก้ปัญหาของการไหลภายในเครื่องสูบน้ำจะมุ่งเน้นการออกแบบรูปทรงช่องทางไหลให้น้ำสามารถไหลได้ราบรื่น ซึ่งจะส่งผลให้ความสูญเสียรวมในระบบต่ำ การออกแบบมีเป้าหมายเพื่อให้ได้รูปทรงที่สัมพันธ์กับรูปแบบการไหลของน้ำอย่างราบรื่นภายในเครื่องสูบนั้นๆ โดยใช้เงื่อนไขให้การไหลมีเสถียรภาพและมีการไหลวนน้อย แล้วจำลอง

การไหลโดยใช้โปรแกรมสำเร็จรูป FLUENT ช่วยในการจำลองหาความสัมพันธ์ระหว่างรูปแบบการไหลกับรูปทรงช่องทางไหลของเครื่องสูบ และอัตราการเพิ่มความดันว่าชั้นความดันเพิ่มขึ้นอย่างไร วิธีนี้จึงเป็นวิธีหนึ่งที่ให้ผลลัพธ์ที่ดี มองเห็นภาพ และ ง่ายต่อการเข้าใจ

2.ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

2.1 สมการบังคับการไหลคงตัวของของไหลชนิดไม่อัดตัว

ในการวิจัยนี้ได้เลือกใช้แบบจำลองการไหล shear stress transport $k-\omega$ ช่วยในการจำลองการไหลจะได้สมการโมเมนตัมดังนี้

สมการพลังงานจลน์ (k)

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k)+\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i)=\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\Gamma_k\frac{\partial k}{\partial x_j}\right)+G_k-Y_k+S_k \qquad (1)$$

สมการ Dissipation (ω)

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\omega)+\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\Gamma_\omega\frac{\partial\omega}{\partial x_j}\right)+G_\omega-Y_\omega+D_\omega+S_\omega \qquad (2)$$

2.2 ความเร็วจำเพาะของเครื่องสูบน้ำ

$$N_s = \frac{NQ^{1/2}}{H^{3/4}} \qquad (3)$$

ในขั้นตอนแรกของการคำนวณออกแบบเครื่องสูบน้ำจะต้องกำหนดขอบเขตการทำงานที่ต้องการคือ เฮดความดันที่ต้องการ ปริมาณน้ำที่ต้องการและรอบการหมุนของใบพัดเพื่อคำนวณค่าความเร็วจำเพาะของใบพัดซึ่งค่านี้จะบ่งบอกว่าใบพัดควรจะมีลักษณะเป็นชนิดแรงเหวี่ยงหนีศูนย์ ไหลผสมหรือไหลตามแนวแกนโดยกำหนดเงื่อนไขเบื้องต้นในการออกแบบดังนี้

เฮด 18 เมตรน้ำ

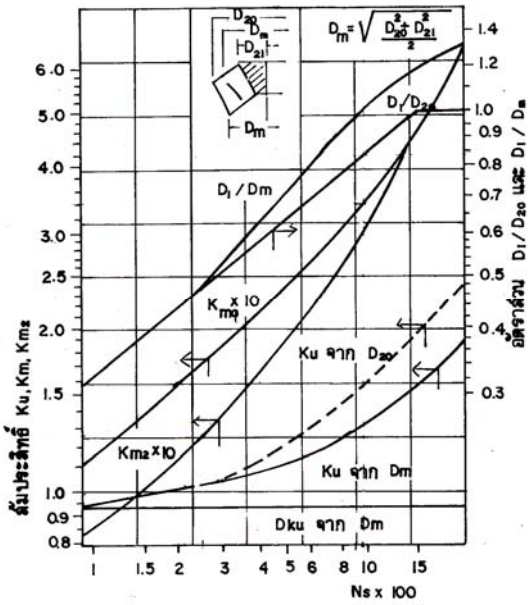
อัตราไหล 5 ลูกบาศก์เมตรต่อชั่วโมง

ความเร็วรอบในการหมุน 2,850 รอบ/นาที

ซึ่งจากสมการที่ 3 จะได้ค่า N_s อยู่ในช่วงของใบพัดแรงเหวี่ยงหนีศูนย์

2.3 การออกแบบใบพัด

ในการคำนวณค่าความเร็วของน้ำที่ไหลภายในใบพัดนั้นคำนวณได้จากทฤษฎีค่าสัมประสิทธิ์ความเร็วและทฤษฎีเครื่องสูบน้ำของออยเลอร์ ในขั้นตอนแรกกำหนดให้ความเร็วในการหมุน 2,850 รอบ/นาที นำความเร็วจำเพาะที่คำนวณได้เทียบค่าอัตราส่วน D_1/D_2 และสัมประสิทธิ์ความเร็ว K_u เพื่อให้ได้ค่า C_{m2} แล้วจึงใช้ทฤษฎีเครื่องสูบน้ำของออยเลอร์ในการคำนวณค่าเวกเตอร์ความเร็วต่างๆของใบพัดที่ด้านทางออก



รูปที่ 1 ความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วจำเพาะ อัตราส่วนความเร็วและค่าสัมประสิทธิต่างๆ ที่ใช้ในการออกแบบใบพัด [1]

สมการคำนวณเวกเตอร์ความเร็วที่ทางออกใบพัด

$$U_2 = K_u\sqrt{2gH} = \frac{\pi D_2 N}{60} \qquad (4)$$

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

$$W_{u2} = U_2 - C_{u2} \qquad (6)$$

$$C_{u2} = C_2\cos\alpha_2 \qquad (7)$$

สมการคำนวณเวกเตอร์ความเร็วที่ทางเข้าใบพัด

$$C_{m1} = U_1\tan\beta_1 \qquad (8)$$

$$U_1 = C_1\cos\beta_1 \qquad (9)$$

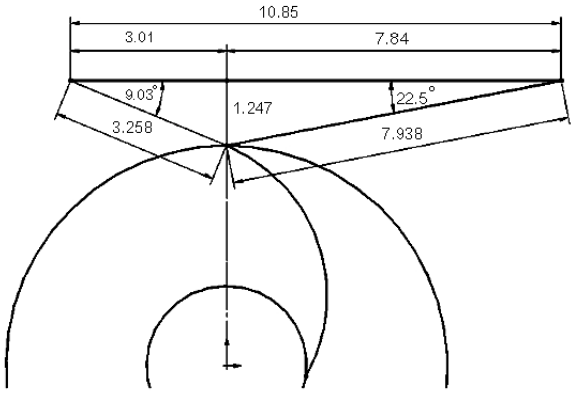
ความกว้างช่องทางไหลของใบพัดที่ทางออก

$$b_2 = \frac{Q/60}{C_{m2}\pi D_2}\times\frac{t_2}{t_2-S_{u2}} \qquad (10)$$

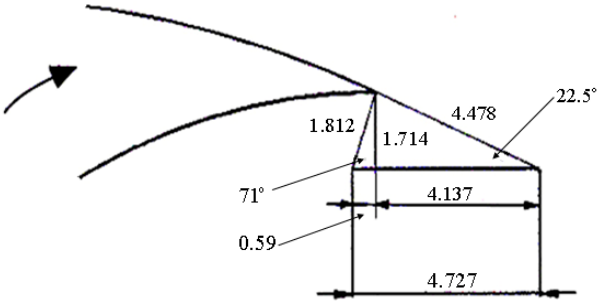
3. ขั้นตอนการออกแบบ

ในการออกแบบใบพัดกำหนดให้มุมที่ทางออก (β_2) มีค่า 22.5 องศา มุมทางเข้า (β_1) มีค่า 22.5 องศา สำหรับใบพัดชนิด Single Arc และ 29 องศา สำหรับชนิด Double Arc ซึ่งทำให้ค่ามุมช่วงใบพัดทับซ้อนกันมีค่าใกล้เคียง 45 องศา [6] ระยะใบพัดในระนาบเมอริเดียนมีค่า 19.65 มิลลิเมตร ช่องทางน้ำเข้าด้านหน้ามีเส้นผ่านศูนย์กลางดุมใบพัด 16 มิลลิเมตร เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก 31.68 มิลลิเมตร

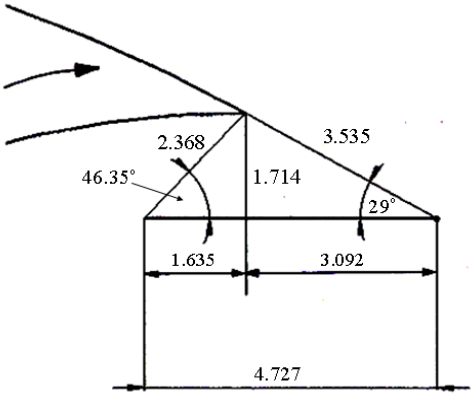
ช่องทางน้ำออกจากใบพัดกว้าง 5.3 มิลลิเมตร เส้นโค้งใบพัดเป็นโค้งแบบ Arc Tangent มีความหนาใบ 1 มิลลิเมตร หมุน Backward ด้วยความเร็ว 2,850 รอบ/นาที และก่อนที่น้ำจะไหลเข้าใบพัด จะผ่าน nozzle เพื่อเพิ่มความเร็วน้ำก่อนเข้าใบพัด โดยที่ nozzle และเมื่อออกจากใบพัดน้ำจะไหลไปตามช่องทาง Diffuser และต่อไปยัง stage ต่อไป



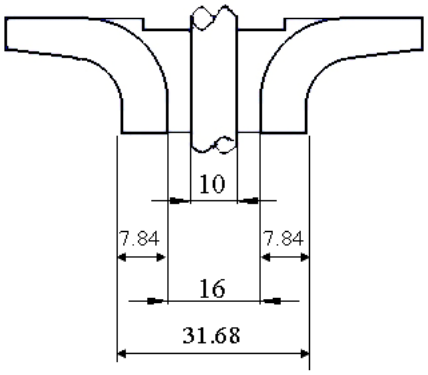
รูปที่ 2 องค์ประกอบความเร็วที่ทางออกของใบพัด



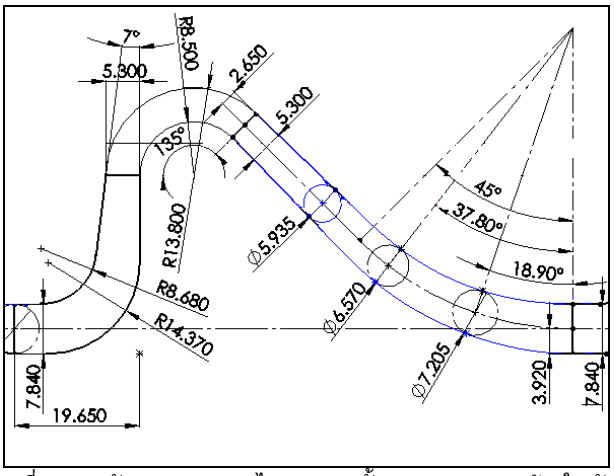
รูปที่ 3 องค์ประกอบความเร็วที่ทางเข้าของใบพัดเมื่อมุม (β_1) มีค่า 22.5 องศา



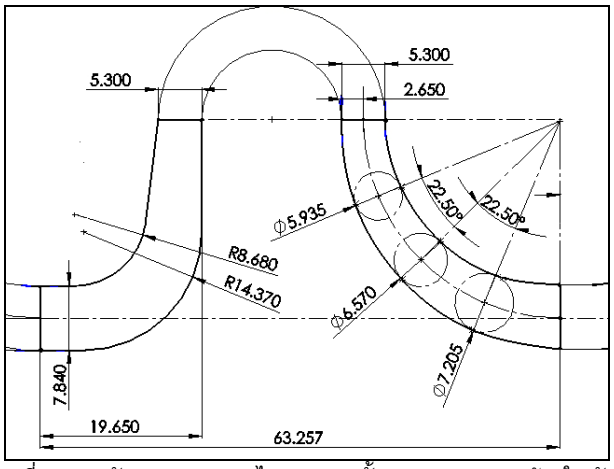
รูปที่ 4 องค์ประกอบความเร็วที่ทางเข้าของใบพัดเมื่อมุม (β_1) มีค่า 29 องศา



รูปที่ 5 ภาพตัดแสดงขนาดช่องทางไหล เพลา และดุมใบพัด



รูปที่ 6 ภาพตัดแสดงช่องทางไหลของ 1 ชั้นการสูบประกอบด้วยใบพัดต่อกับมุมวกกลับ 135 องศาก่อนเข้า diffuser



รูปที่ 7 ภาพตัดแสดงช่องทางไหลของ 1 ชั้นการสูบประกอบด้วยใบพัดต่อกับมุมวกกลับ 180 องศาก่อนเข้า diffuser

4. การสร้างเมช

สำหรับการจำลองการไหลในระบบเครื่องสูบน้ำบาดาล 3 ชั้นจะแยกเป็นชิ้นส่วนย่อยๆ หลายๆ ชิ้น เนื่องจากความจำเป็นที่ต้องใช้ความละเอียดของเมชในการจำลองการไหลในแต่ละส่วนของเครื่องสูบน้ำนั้นต่างกัน ในส่วนของใบพัดเป็นบริเวณที่มีการเปลี่ยนแปลง

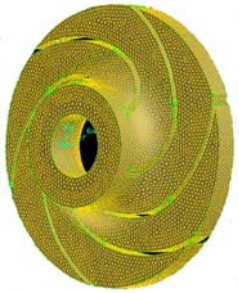
เกรเดียนท์ของความดันและความเร็วในการไหลที่มีช่วงกว้างมาก อีกทั้งในบริเวณนี้เกิดอิมพัลส์ระหว่างกลีบใบพัดกับน้ำส่งผลให้น้ำเพิ่มพลังงานจลน์ เมื่อน้ำไหลออกที่ปลายกลีบใบพัด ทำให้พื้นที่เพิ่มขึ้น จะเกิดปรากฏการณ์ขยายความดัน พลังงานจลน์ของน้ำลดลงทำให้ความดันสถิตย์เพิ่มขึ้น เพื่อให้ได้ผลการจำลองที่ถูกต้องแม่นยำมากยิ่งขึ้นจึงออกแบบให้เมชในส่วนของใบพัดมีความละเอียด ในส่วนของช่องทางไหลวกกลับก็มีความสำคัญเช่นกันเนื่องจากเวกเตอร์ความเร็วเปลี่ยนทิศทางอย่างรวดเร็ว ในส่วนของแหล่งน้ำนั้นความเร็วและความดันมีการเปลี่ยนแปลงน้อย จึงไม่จำเป็นต้องสร้างเมชละเอียดมากนัก ไม่เช่นนั้นแล้วจะทำให้สิ้นเปลืองหน่วยความจำและเวลาในการคำนวณโดยใช่เหตุ ซึ่งเมชโดยรวมของระบบในการจำลองเป็นดังนี้

4.1 แบบ Single Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 180 องศา มีจำนวนเมชทั้งหมด 1,067,781 เมช

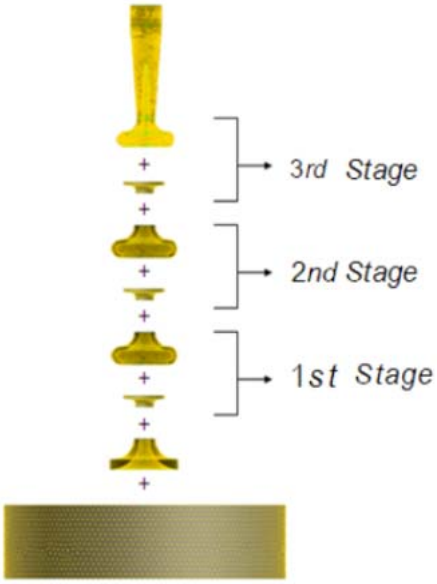
4.2 แบบ Single Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 180 องศา มีจำนวนเมชทั้งหมด 1,017,668 เมช

4.3 แบบ Double Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 135 องศา มีจำนวนเมชทั้งหมด 907,402 เมช

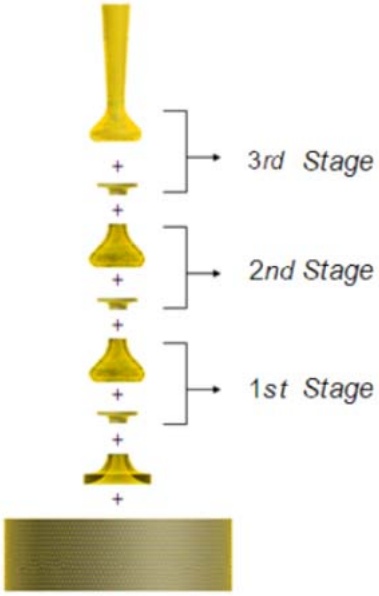
4.4 แบบ Double Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 135 องศา มีจำนวนเมชทั้งหมด 965,097 เมช



รูปที่ 8 ลักษณะการเมชของรูปทรงปริมาตรน้ำในใบพัด



รูปที่ 9 ภาพแยกชิ้นส่วน Pump ที่มีมุมช่องทางไหลวกกลับ 180 องศา



รูปที่ 10 ภาพแยกชิ้นส่วน Pump ที่มีมุมช่องทางไหลวกกลับ 135 องศา

5. การกำหนดเงื่อนไขขอบเขต

ในการจำลองการไหลในการวิจัยนี้ใช้จะนำชิ้นส่วนประกอบต่างๆ ของเครื่องสูบน้ำมาประกอบรวมกันเป็นระบบเครื่องสูบน้ำแล้วใช้วิธีการกำหนดเงื่อนไขของเมชในแต่ละชิ้นส่วนต่างกัน โดยในส่วนชิ้นส่วนที่มีการหมุนนั้นกำหนดให้เป็นเมชชนิด Moving Reference Frame และในชิ้นส่วนที่หยุดนิ่งกำหนดให้เป็นเมชชนิด Stationary ซึ่งวิธีการนี้เรียกว่า Multiple Reference Frame (MRF) ส่วนเงื่อนไขอื่นๆ ในการจำลองการไหลมีดังนี้

5.1 การไหลของน้ำเป็นการไหลในสภาวะคงตัวไม่เปลี่ยนแปลงไปตามเวลา (Steady Flow)

5.2 การไหลของน้ำเป็นแบบอัดตัวไม่ได้ (Incompressible Flow)

5.3 น้ำมีความหนาแน่นคงที่ (Density Constant) โดยกำหนดให้น้ำมีความหนาแน่น 998.2 kg/m^3

5.4 การไหลมีความหนืดคงที่ (Viscous Flow) โดยกำหนดให้น้ำมีความหนืด 0.001003 $kg/m \cdot s$

5.5 เป็นการไหลแบบปั่นป่วนโดยใช้สมการ Navier-Stoke แบบ 2 สมการ Shear - Stress Transport k-ω model ในการจำลองการไหล โดยกำหนดความเข้มในการไหลปั่นป่วนและรัศมีไฮดรอลิกส์

5.6 ความเข้มในการไหลปั่นป่วนมีค่า 3 %

5.7 เงื่อนไขของทางเข้าเป็น Mass Flow Inlet โดยมีค่าเริ่มต้น 1.38 kg / s

5.8 เงื่อนไขของทางออกเป็น Pressure Outlet โดยมีค่าความดัน 195,846.8 Pascal

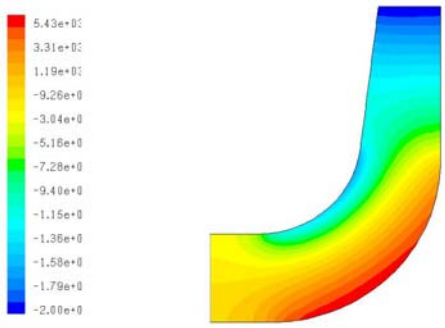
5.9 เงื่อนไขของผนังเป็น Stationary Wall และ No-Slip Condition

5.10 เงื่อนไขของเมชภายในใบพัดเป็น Moving Reference Frame ซึ่งเป็นการกำหนดให้น้ำไหลลักษณะหมุนรอบแกนกลางแต่ใบพัดหยุดนิ่ง โดยหมุนที่ความเร็วรอบ 2,850 rpm

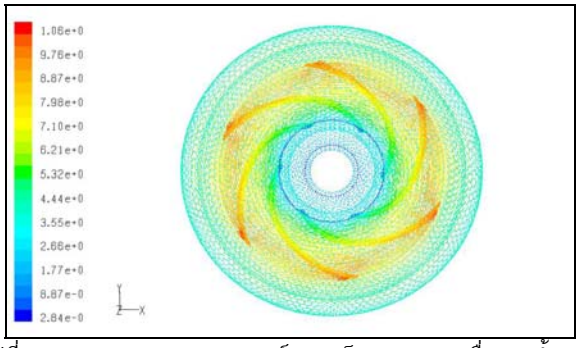
5.11 ในการจำลองการไหลคิดผลกระทบจากแรงโน้มถ่วงของโลกโดยกำหนดให้มีค่า 9.81 m/s^2

6. ผลการวิจัย

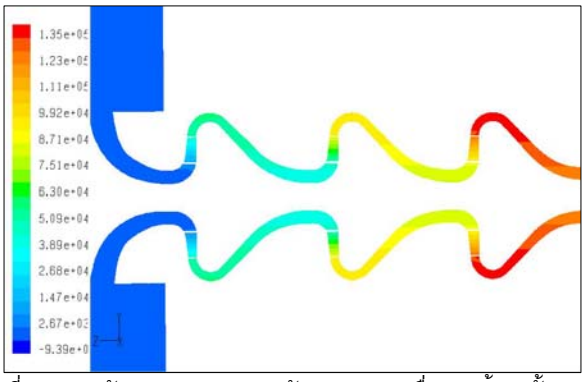
ผลการทดลองนี้เป็นผลการทดลองที่ได้จากชุดใบพัด 3 stage จากการจำลองการไหลผลปรากฏว่าน้ำที่ถูกดูดเข้าทางปลาย nozzle จะมีความเร็วเพิ่มขึ้นจนถึงที่แกนกลาง nozzle ก่อนเข้าใบพัด เมื่อน้ำถูกใบพัดหมุนด้วยความเร็วรอบคงที่ 2,850 รอบ/นาที การกระจายความเร็วของน้ำ (Velocity Distribution) ในใบพัดจะค่อยๆลดลงก่อให้เกิดความดันสูงขึ้นทำให้การกระจายความดัน (Pressure Distribution) ค่อยๆ เพิ่มสูงขึ้น



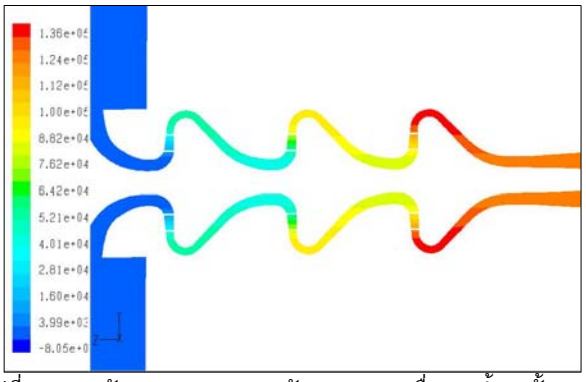
รูปที่ 11 แสดงถึง Pressure Distribution ที่ให้การเรียงชั้นความดันที่ดีในระนาบภาคตัดขวาง meridion หน่วย Pascal



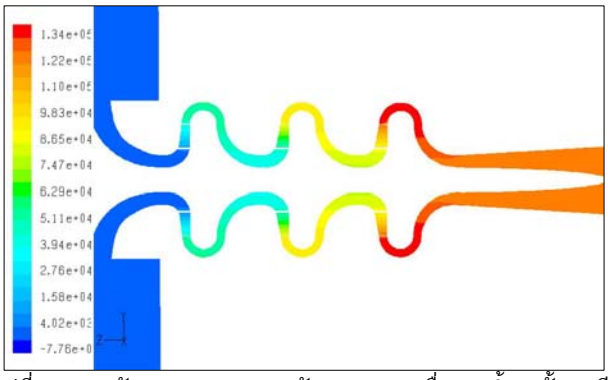
รูปที่ 12 แสดงการกระจายเวกเตอร์ความเร็วของระบบเครื่องสูบน้ำ 3 ชั้นของทุกกรณี



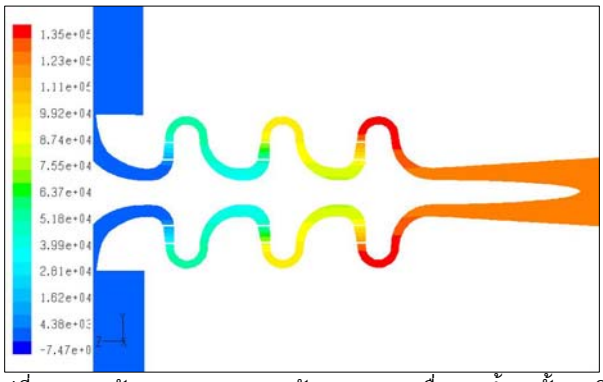
รูปที่ 13 ภาพตัดการกระจายความดันของระบบเครื่องสูบน้ำ 3 ชั้นกรณี Single Arc มุมวกกลับ 135 องศา



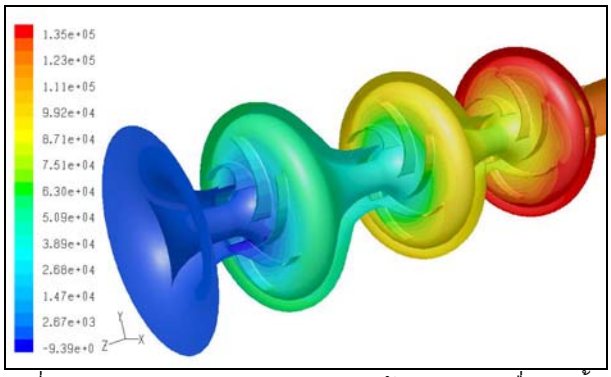
รูปที่ 14 ภาพตัดการกระจายความดันของระบบเครื่องสูบน้ำ 3 ชั้นกรณี Double Arc มุมวกกลับ 135 องศา



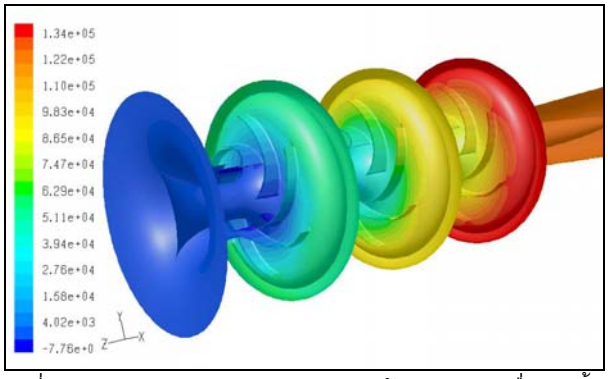
รูปที่ 15 ภาพตัดการกระจายความดันของระบบเครื่องสูบน้ำ 3 ชั้นกรณี Single Arc มุมวกกลับ 180 องศา



รูปที่ 16 ภาพตัดการกระจายความดันของระบบเครื่องสูบน้ำ 3 ชั้นกรณี Double Arc มุมวกกลับ 180 องศา



รูปที่ 17 ภาพ 3 มิติแสดงการกระจายความดันของระบบเครื่องสูบน้ำ 3 ชั้นในหน่วย Pascal และมีมุมวกกลับ 135 องศา



รูปที่ 18 ภาพ 3 มิติแสดงการกระจายความดันของระบบเครื่องสูบน้ำ 3 ชั้นในหน่วย Pascal และมีมุมวกกลับ 180 องศา

ตารางที่ 1 ผลการทดลองการจำลองระบบการทำงานของเครื่องสูบน้ำทั้ง 4 กรณี

กรณี	รูปแบบเส้นโค้งใบพัด	มุมช่องทางไหลวกกลับ (องศา)	เฮดความดัน					
			ชั้นที่ 1		ชั้นที่ 2		ชั้นที่ 3	
			เมตรน้ำ	Pascal	เมตรน้ำ	Pascal	เมตรน้ำ	Pascal
1	Single Arc	135	5.81	5.695×10^4	10.13	9.92×10^4	13.78	1.35×10^5
2	Double Arc	135	5.31	5.2×10^4	10.21	1×10^5	13.89	1.36×10^5
3	Single Arc	180	5.82	5.7×10^4	10.04	9.83×10^4	13.68	1.34×10^5
4	Double Arc	180	5.29	5.18×10^4	9.53	9.33×10^4	13.78	1.35×10^5

ตารางที่ 2 การเปรียบเทียบอัตราส่วนความดันระหว่างใบพัดชั้นติดกัน

กรณี	อัตราส่วนความดันระหว่างชั้นใบพัด	
	ชั้นที่ 2 / ชั้นที่ 1	ชั้นที่ 3 / ชั้นที่ 2
1	1.73	1.37
2	1.74	1.36
3	1.8	1.45
4	1.92	1.36

7. สรุปผลการวิจัย

จากผลการจำลองพบว่าโมเดลการไหลปั่นป่วน 2 สมการแบบ Shear Stress Transport $k-\omega$ โดยใช้วิธีการจำลองแบบ Multiple Reference Frame สามารถจำลองการไหลภายในเครื่องสูบน้ำชนิดหลายชั้นได้ดี ในส่วนของความเร็วในการไหลนั้นจะมีค่าเท่าเดิมทุกชั้นการไหลของเครื่องสูบน้ำตั้งแต่ชั้นแรกจนถึงชั้นสุดท้าย สำหรับความดันจะมีค่าเพิ่มขึ้นตามการเพิ่มของจำนวนชั้น แต่ในขณะเดียวกัน เมื่อจำนวนชั้นเพิ่มขึ้นอัตราการเพิ่มความดันระหว่างชั้นจะมีค่าลดลง ซึ่งอัตราส่วนของเฮดในชั้นที่ 2 เทียบกับชั้นที่ 1 มีค่าประมาณ 1.7 ถึง 1.9 และเมื่อเพิ่มชั้นขึ้นจะมีค่าลดลงอยู่ในช่วง 1.3 ถึง 1.5 ตามลำดับ แสดงให้เห็นว่าเมื่อจำนวนชั้นเพิ่มมากขึ้นจะทำให้ความสามารถในการแปลงพลังงานจลน์ของน้ำไปเป็นความดันได้น้อยลง ดังนั้นเพื่อให้ได้ผลที่ดีขึ้นอาจต้องออกแบบใบพัดแต่ละชั้นให้มีรูปทรงหรือเส้นโค้งใบพัดแตกต่างกันเพื่อชดเชยความดันในแต่ละชั้นแต่จะทำให้เครื่องสูบน้ำมีราคาแพงมากขึ้น

ใบพัดชนิด Single Arc จะให้เฮดความดันในชั้นการสูบแรกสูงกว่าชนิด Double Arc เนื่องจากมีผิวหน้าสัมผัสผลักน้ำออกไปได้อย่างรวดเร็วกว่า ในกรณีที่ให้เฮดความดันได้สูงที่สุดคือ ใบพัดชนิด Double Arc และมีมุมวกกลับ 135 องศา โดยสร้างเฮดได้ 13.9 เมตรน้ำ และกรณีที่ของช่องทางไหลที่มีมุมวกกลับ 135 องศา จะให้อัตราการไหลมากกว่ากรณีที่ของช่องทางไหลที่มีมุมวกกลับ 180 องศา เนื่องจากมีการสูญเสียเนื่องจากการไหลในช่องทางไหลน้อยกว่า จึงไหลได้ราบรื่นกว่า

เอกสารอ้างอิง

[1] ธำรง เปรมปรีดิ์ และ ดำรงศักดิ์ มลิลา, 2534 . เครื่องสูบน้ำ : การออกแบบ การใช้งาน และการบำรุงรักษา พิมพ์ครั้งที่ 2 , กรุงเทพมหานคร : วิศวกรรมสถานแห่งประเทศไทย.

[2] A. J. Stepanoff, 1957. Centrifugal and Axial Flow Pump,2nd ed,John Wiley & Sons Inc.

[3] John L.Dicmas, 1987. Vertical Turbine Mixed Flow and Propeller Pumps, McGraw-Hill.

[4] Addison H. ,1966. Centrifugal and Other Rotodynamics Pump,Chapman & Hall,London.

[5] Asuaje, M. , 2003. Methodology and Optimization in the Design and Performance Analysis of Incompressible Fluid Turbomachines. Ph.D.Thesis, Faculty of Engineer, Higher National School of Art and Trade Centers of Paris.

[6] R. K. Turton , Rotodynamic Pump Design ,Cambridge University Press ,Great Britain , 1994

[7] Lefebvre A.H. , 1983. Gas Turbine Combustion., USA : Hemisphere Publishing Coporation, McGraw-Hill.

[8] Knudsen, J. G. and Katz, D. L. , 1958. Fluid Dynamics and Heat Transfer., 3rd ed, New Delhi : Tata McGraw-Hill.

[9] Fluent Inc, 1998. Fluent 5.0 User 's Guide., Lebanon : Centerra Resouce Park, Cavendish Court.