ใบรับรองวิทยานิพนธ์

บัณฑิตวิทยาลัย สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ

เรื่อง การออกแบบเครื่องสูบน้ำบาดาลแรงเหวี่ยงหนีศูนย์ชนิดหลายชั้น
โดย นายอนุสรณ์ ผ่องประภา

ได้รับอนุมัติให้นับเป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร
วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

_____คณบดีบัณฑิตวิทยาลัย
(อาจารย์ ดร.มงคล หวังสถิตย์วงษ์)
18 พฤษภาคม 2550

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์

_____ประธานกรรมการ
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.อุดมเกียรติ นนทแก้ว)

_____กรรมการ
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ปุมยศ วัลลิกุล)

_____กรรมการ
(รองศาสตราจารย์ ดร.วันชัย อัศวภูษิตกุล)

การออกแบบเครื่องสูบน้ำบาดาลแรงเหวี่ยงหนีศูนย์ชนิดหลายชั้น

นายอนุสรณ์ ผ่องประภา

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร
วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล
บัณฑิตวิทยาลัย สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ
ปีการศึกษา 2549
ลิขสิทธิ์ของสถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ

ชื่อ : นายอนุสรณ์ ผ่องประภา
ชื่อวิทยานิพนธ์ : การออกแบบเครื่องสูบน้ำบาดาลแรงเหวี่ยงหนีศูนย์ชนิดหลายชั้น
สาขา : วิศวกรรมเครื่องกล
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ
ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ : ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. อุดมเกียรติ นนทแก้ว
ปีการศึกษา : 2549

บทคัดย่อ

หัวใจของการออกแบบเครื่องสูบน้ำแบบหลายชั้น คือการหารูปทรงของช่องทางไหลภายในเครื่องสูบน้ำแต่ละชั้นที่สอดคล้องกัน เพื่อทำให้การไหลของน้ำภายในเครื่องสูบน้ำตั้งแต่ทางน้ำเข้าที่ชั้นที่หนึ่งไหลราบรื่นตลอดไปจนถึงทางน้ำออกที่ชั้นสุดท้าย กระบวนการออกแบบเริ่มต้นด้วยการใช้ข้อมูล ข้อกำหนดคุณลักษณะและสมรรถนะของเครื่องสูบน้ำมาคำนวณหารูปทรงพื้นฐานของเครื่องสูบน้ำ ซึ่งประกอบด้วย นอซเซิลทางน้ำเข้าใบพัด ตัวเรือนเครื่องสูบน้ำ ส่วนเชื่อมต่อระหว่างชั้น และช่องทางออกของเครื่องสูบน้ำ เมื่อได้รูปทรงพื้นฐานครบถ้วนแล้วจึงนำไปสร้างเม็ช สำหรับคำนวณพลศาสตร์ของไหลเพื่อตรวจสอบลักษณะการไหล และลักษณะการสร้างความดันน้ำ นำผลลัพธ์จากการคำนวณมาปรับปรุงรูปทรงของช่องทางไหล สร้างเม็ชคำนวณใหม่ ทำซ้ำจนกระทั่งได้รูปแบบการไหลภายในเครื่องสูบน้ำตามที่ต้องการ งานวิจัยนี้เป็นการออกแบบเครื่องสูบน้ำบาดาล 5 ชั้น ขนาด 4 นิ้ว อัตราไหล 5 ลูกบาศก์เมตรต่อชั่วโมง มีเฮดสูงสุดไม่เกิน 30 เมตรน้ำ ทำงานที่ 2,850 รอบต่อนาที ศึกษาอิทธพลต่อการไหลของใบพัดแบบโค้งรัศมีเดี่ยว (Single arc) และโค้งผสมสองรัศมี (Double arc) ช่องทางไหลวกกลับที่จุดต่อระหว่างชั้น แบบโค้งวกกลับ 135^0 และ 180^0 จำลองการไหลด้วยซอฟต์แวร์ Fluent ด้วยแบบจำลองความปั่นป่วน Shear Stress Transport $k-\omega$ ให้การไหลมีเสถียรภาพ มีการไหลวนน้อยเป็นเงื่อนไขในการจำลอง ผลการศึกษาพบว่า อัตราการเพิ่มของความดันระหว่างชั้นลดลงเมื่อจำนวนชั้นมากขึ้น เฮดสูงสุดมีค่าอยู่ในช่วง 20-21 เมตรน้ำ ที่ความดันเดียวกันเครื่องสูบน้ำที่มีรอยต่อระหว่างชั้นแบบโค้งวกกลับ 135^0 ให้อัตราไหลมากกว่าแบบ 180^0

(วิทยานิพนธ์มีจำนวนทั้งสิ้น 111 หน้า)

คำสำคัญ : เครื่องสูบน้ำบาดาลแรงเหวี่ยงหนีศูนย์ , เครื่องสูบน้ำบาดาลชนิดหลายชั้น , โมเดลการไหลแบบปั่นป่วน $k-\omega$, ทฤษฎีเครื่องสูบน้ำ

_____ อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์

Name : Mr.Anusorn Phongprapa
Thesis Title : Design of Multi-Stage Centrifugal Submersible Water Pump
Major Field : Mechanical Engineering
King Mongkut's Institute of Technology North Bangkok
Thesis Advisor : Assistant Professor Dr. Udomkiat Nontakaew
Academic Year : 2006

Abstract

The essential part of the design of multi-stage submersible pumps is to find out the consistent flow channels 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 the basic shape of pumps consisting inlet nozzle, impeller, pump case, stage interface and outlet. After the calculation of basic shapes, mesh is built for CFD calculation to check the flow pattern and development of pressure. The calculation results are used to modify the shape of flow channels in order to improve flow pattern. The mesh is rebuilt and flow pattern is recalculated. It is repeated until the pump requirement is satisfactory. This research is to design a 5-stages submersible water pump, 4 inch in diameter and the flow rate of 5 m^3 /h. Its maximum head shall not exceed 30 mWG and its rotation speed shall be 2,850 rpm. It is to study the influence of impeller (single arc and double arc) on flows. Moreover, two shapes of return channel, 135 degree and 180 degree are investigated. The flow is simulated using Fluent software with shear stress transport $k-\omega$ turbulent model. The stable smooth flow with minimum circulation is used as a simulation condition. The study shows that a pressure ratio between layers decreases when the number of layers increases. The maximum head are about 20-21 mWG. At the same pressure condition, pump configuration with 135 degree return channel gives flow more than that of 180 degree.

(Total 111 pages)

Keywords : Centrifugal Submersible Pump , Multi-Stage Submersible Pump , $k-\omega$ Turbulence Model , Pump Theory

_____Advisor

กิตติกรรมประกาศ

การวิจัยนี้ได้รับทุนอุดหนุนบางส่วนจากทุนอุดหนุนการวิจัยเพื่อทำวิทยานิพนธ์สำหรับนักศึกษาระดับบัณฑิตศึกษา บัณฑิตวิทยาลัย สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ วิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลุล่วงได้ด้วยความช่วยเหลืออย่างดียิ่งของ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. อุดมเกียรติ นนทแก้ว ที่ได้กรุณาให้คำปรึกษา และข้อคิดเห็นต่างๆ ของการวิจัยมาโดยตลอด ขอขอบคุณ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ปูมยศ วัลลิกุล และ รองศาสตราจารย์ ดร. วันชัย อัศวภูษิตกุล ที่เสียสละเวลาเป็นกรรมการสอบและตรวจทานให้วิทยานิพนธ์เล่มนี้มีความสมบูรณ์มากยิ่งขึ้น ขอบคุณคุณพ่อ คุณแม่ที่ให้กำลังใจและความช่วยเหลือด้านทุนทรัพย์ และเพื่อนๆที่ค่อยให้การช่วยเหลือและเป็นกำลังใจ และทุกๆคน ทุกสิ่งทุกอย่างทั้งที่ได้กล่าวไว้และไม่ได้กล่าวไว้ ที่ทำให้วิทยานิพนธ์นี้มีความก้าวหน้าและสำเร็จจนจบการศึกษาในที่สุด

สุดท้ายนี้ผู้เขียนหวังว่างานวิจัยนี้จะเป็นประโยชน์แก่ผู้สนใจเรื่องการจำลองการไหลในเครื่องสูบน้ำบาดาลแรงเหวี่ยงหนีศูนย์ไม่มากก็น้อย หากเกิดข้อผิดพลาดประการใดผู้เขียนขออภัยไว้ ณ ที่นี้ด้วย

อนุสรณ์ ผ่องประภา

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย	ข
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	ค
กิตติกรรมประกาศ	ง
สารบัญตาราง	ช
สารบัญภาพ	ซ
คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ	ฌ
บทที่ 1 บทนำ	1
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญ	1
1.2 ผลงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	3
1.3 วัตถุประสงค์	5
1.4 ขอบเขตของการวิจัย	6
1.5 ขั้นตอนการศึกษา	6
1.6 ผลที่คาดว่าจะได้รับ	6
บทที่ 2 ทฤษฎี	9
2.1 ทฤษฎีพื้นฐานของการไหลไม่อัดตัว	9
2.2 แบบจำลองการไหลแบบปั่นป่วน 2 สมการแบบ Shear – Stress Transport k – ω	11
2.3 เครื่องสูบน้ำชนิดแรงเหวี่ยงหนีศูนย์	15
2.4 ช่องทางขยายความดัน	24
2.5 การออกแบบช่องทางเข้า	28
บทที่ 3 การคำนวณและออกแบบ	31
3.1 การคำนวณออกแบบใบพัด	31
3.2 การคำนวณออกแบบช่องทางขยายความดัน	48
3.3 การออกแบบช่องทางไหลเข้า	51
3.4 รูปทรง 3 มิติของชิ้นส่วนที่ใช้ในการจำลองการไหล	51
บทที่ 4 การสร้างเมชและเงื่อนไขขอบเขตในการจำลองการไหล	59
4.1 การสร้างเมช	59
4.2 เงื่อนไขขอบเขตของการจำลองการไหล (Boundary Condition)	64
บทที่ 5 ผลการจำลองการไหล	75
5.1 ผลการจำลองชั้นความดันของการไหลในระนาบด้านข้างของใบพัด	75

สารบัญ (ต่อ)

หน้า

5.2 การกำหนดเงื่อนไขที่ทางเข้าและทางออก และ Convergence Criteria 76

5.3 ผลการจำลองของเครื่องสูบน้ำบาดาลชนิด 5 ชั้น 80

5.4 การวิเคราะห์ผลการจำลองการไหล 102

บทที่ 6 สรุปผลและข้อเสนอแนะ 107

6.1 สรุปผล 107

6.2 ข้อเสนอแนะ 108

เอกสารอ้างอิง 109

ประวัติผู้วิจัย 111

สารบัญตาราง

ตารางที่ หน้า

5-1 ผลการทดลองการจำลองระบบการทำงานของเครื่องสูบน้ำทั้ง 4 กรณี ในหน่วย Pascal 102

5-2 ผลการทดลองการจำลองระบบการทำงานของเครื่องสูบน้ำทั้ง 4 กรณี ในหน่วยเมตรน้ำ 103

5-3 การเปรียบเทียบอัตราส่วนความดันทั้ง 4 กรณี 103

สารบัญภาพ

ภาพที่		หน้า
1-1	เครื่องสูบน้ำบาดาลแรงเหวี่ยงหนีศูนย์ ชนิด 2 ชั้น ชนิดมอเตอร์อยู่ด้านล่าง	1
2-1	ปริมาตรควบคุมของของไหลที่ใช้พิจารณาการไหล	8
2-2	ช่วงความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วจำเพาะไร้มิติและรูปแบบของใบพัดที่เหมาะสม	15
2-3	ความสัมพันธ์ระหว่างจำนวนกลีบใบพัดที่มีผลต่อประสิทธิภาพ	16
2-4	องค์ประกอบเวกเตอร์ความเร็วที่ทางออกของใบพัดแรงเหวี่ยงหนีศูนย์แบบโค้งหลัง	16
2-5	องค์ประกอบเวกเตอร์ความเร็วที่ทางเข้าของใบพัดแรงเหวี่ยงหนีศูนย์แบบโค้งหลัง	17
2-6	ความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วจำเพาะ อัตราส่วนความเร็วและค่าสัมประสิทธิต่างๆ ที่ใช้ในการออกแบบใบพัด	
2-7	วิธีการเขียนแบบใบพัดโค้งหลังแบบโค้งเดี่ยว (Single Arc)	20
2-8	วิธีการเขียนแบบใบพัดโค้งหลังแบบโค้ง 2 รัศมี (Double Arc)	22
2-9	ภาพมุมทับซ้อน (Overlap) ของกลีบใบพัด	22
2-10	ความหนาของกลีบใบพัด	23
2-11	ตัวแปรต่างๆ ที่เกี่ยวข้องในการออกแบบช่องทางขยายความดัน	25
2-12	รูปแบบการไหลในช่องทางขยายความดัน	25
2-13	รูปแบบการไหล 4 ลักษณะในช่องทางขยายความดัน	26
2-14	แผนภูมิแสดงการเปรียบเทียบค่าการเริ่มเกิดการไหลวนในช่องทางขยายความดันชนิดต่างๆ	27
2-15	การกำหนดระยะต่างๆ ในช่องทางไหลในแนวตรง	28
3-1	แผนภูมิการออกแบบใบพัด	30
3-2	ขนาดองค์ประกอบเวกเตอร์ความเร็วที่ทางออกของใบพัดที่ได้จากการคำนวณ	34
3-3	ความหนาของกลีบใบพัด	35
3-4	มุม β ของใบพัดชนิด Single Arc	37
3-5	มุม Overlap และรัศมีความโค้งของใบพัดชนิด Single Arc	37
3-6	ขนาดองค์ประกอบเวกเตอร์ความเร็วที่ทางเข้าของใบพัดเมื่อมุม $\beta_1 = 22.5^{o}$	40
3-7	มุม β ของใบพัดชนิด Double Arc	41
3-8	มุม Overlap และรัศมีความโค้งของใบพัดชนิด Double Arc	42
3-9	ขนาดองค์ประกอบเวกเตอร์ความเร็วที่ทางเข้าของใบพัดเมื่อมุม $\beta_1 = 29^{o}$	44

สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพที่		หน้า
3-10	ภาพหน้าตัดเพลาแกนใบพัด	45
3-11	ภาพตัดแสดงขนาดของเพลา ดุมใบพัด และช่องทางไหลเข้าใบพัด	46
3-12	ภาพตัดผนังเรือนสูบ	46
3-13	ภาพ 2 มิติในระนาบด้านข้างของใบพัด	47
3-14	ลักษณะของใบพัดที่ได้จากการออกแบบคำนวณ (ก) ภาพตัดขวาง (ข) ภาพเต็ม	48
3-15	ภาพ 2 มิติในระนาบด้านข้างของช่องทางไหลทำมุมวกกลับก่อนแปลงเป็นเส้นโค้ง	49
3-16	ภาพตัด 2 มิติในระนาบด้านข้างของช่องทางไหลทำมุมวกกลับ 180 องศา	49
3-17	ภาพตัด 2 มิติในระนาบด้านข้างของช่องทางไหลทำมุมวกกลับ 135 องศา	50
3-18	ภาพ 2 มิติในระนาบด้านข้างของช่องทางไหลเข้าก่อนแปลงเป็นเส้นโค้ง	50
3-19	ภาพ 2 มิติในระนาบด้านข้างของช่องทางไหลเข้าหลังจากแปลงเป็นเส้นโค้ง	51
3-20	ภาพ 3 มิติของปริมาตรแหล่งน้ำ	51
3-21	ภาพ 3 มิติของปริมาตรน้ำในช่องทางไหลเข้า	52
3-22	ภาพ 3 มิติของปริมาตรน้ำในใบพัดชนิดโค้งเดี่ยว (Single Arc)	52
3-23	ภาพ 3 มิติของปริมาตรน้ำในใบพัดชนิดโค้ง 2 รัศมี (Double Arc)	53
3-24	ภาพ 3 มิติของปริมาตรน้ำในช่องทางไหลวกกลับทำมุม 180^0	53
3-25	ภาพ 3 มิติของปริมาตรน้ำในช่องทางไหลวกกลับทำมุม 135^0	54
3-26	ภาพ 3 มิติของปริมาตรน้ำในช่องทางไหลวกกลับทำมุม 180^0 ชั้นที่ 5	54
3-27	ภาพ 3 มิติของปริมาตรน้ำในช่องทางไหลวกกลับทำมุม 135^0 ชั้นที่ 5	55
3-28	ภาพ 3 มิติของปริมาตรน้ำในท่อส่งน้ำ	55
4-1	ลักษณะเมชของปริมาตรน้ำในแหล่งน้ำ	56
4-2	ลักษณะเมชของปริมาตรน้ำในช่องทางไหลเข้า	57
4-3	ลักษณะเมชของปริมาตรน้ำในใบพัดโค้งเดี่ยว	58
4-4	ลักษณะเมชของปริมาตรน้ำในใบพัดโค้ง 2 รัศมี	58
4-5	ลักษณะเมชของปริมาตรน้ำในช่องทางไหลวกกลับทำมุม 180^0	59
4-6	ลักษณะเมชของปริมาตรน้ำในช่องทางไหลวกกลับทำมุม 135^0	59
4-7	ลักษณะเมชของปริมาตรน้ำในช่องทางไหลวกกลับทำมุม 180^0 ชั้นที่ 5	60
4-8	ลักษณะเมชของปริมาตรน้ำในช่องทางไหลวกกลับทำมุม 135^0 ชั้นที่ 5	60
4-9	ลักษณะเมชของปริมาตรน้ำในท่อน้ำ	61

สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพที่		หน้า
4-10	เงื่อนไขและทิศทางการไหลของน้ำแหล่งน้ำ	62
4-11	เงื่อนไขและทิศทางการไหลของน้ำในช่องทางไหลเข้า	62
4-12	เงื่อนไขและทิศทางการไหลของน้ำในใบพัด Single Arc	63
4-13	เงื่อนไขและทิศทางการไหลของน้ำในใบพัด Double Arc	63
4-14	เงื่อนไขและทิศทางการไหลของน้ำในช่องทางไหลวกกลับทำมุม 180^0	64
4-15	เงื่อนไขและทิศทางการไหลของน้ำในช่องทางไหลวกกลับทำมุม 135^0	64
4-16	เงื่อนไขและทิศการไหลของน้ำในช่องทางไหลวกกลับทำมุมกับแนวราบ 180^0 ชั้นที่ 5	65
4-17	เงื่อนไขและทิศการไหลของน้ำในช่องทางไหลวกกลับทำมุมกับแนวราบ 135^0 ชั้นที่ 5	65
4-18	เงื่อนไขและทิศทางการไหลของน้ำในท่อส่งน้ำ	66
4-19	ภาพประกอบของระบบเครื่องสูบน้ำ 5 ชั้นก่อนจำลองการไหล	66
4-20	ภาพแยกชิ้นส่วนของระบบเครื่องสูบน้ำ 5 ชั้นชนิดมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 180^0	67
4–21	ภาพแยกชิ้นส่วนของระบบเครื่องสูบน้ำ 5 ชั้นชนิดมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 135^0	68
5-1	ภาพแสดงการกระจายความดันในระนาบด้านข้างของใบพัดก่อนทำการเขียนแบบใบพัด 3 มิติ หน่วย Pascal	71
5-2	การกระจายความดันในเครื่องสูบน้ำชั้นที่ 1 และ 2 เมื่อใช้เงื่อนไข Velocity Inlet และ Pressure Outlet	72
5-3	การกระจายความดันในเครื่องสูบน้ำชั้นที่ 1, 2 และท่อทางออก เมื่อใช้เงื่อนไข Velocity Inlet และ Pressure Outlet	73
5-4	Residual ในการลู่ข้าวของคำตอบในการคำนวณซ้ำของกรณีใบพัดโค้งเดี่ยว ช่องทางไหลวกกลับทำมุม135^o	74
5-5	Mass Flow Rate ของกรณีใบพัดโค้งเดี่ยวและช่องทางไหลทำมุมวกกลับ 135^o	74
5-6	Residual ในการลู่เข้าของคำตอบในการคำนวณซ้ำของกรณีใบพัดโค้งผสม 2 รัศมี และช่องทางไหลวกกลับทำมุม	75
5-7	Mass Flow Rate ของกรณีใบพัดโค้งผสม 2 รัศมีและช่องทางไหลทำมุมวกกลับ 135^o	75
5-8	ภาพแสดงการกระจายความดันของใบพัดชนิด Single Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 180^0 หน่วย Pascal	76

สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพที่		หน้า
5-9	ภาพแสดงการกระจายความดันด้านในของใบพัดชนิด Single Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 180^0 หน่วย Pascal	76
5-10	ภาพตัดแสดงการกระจายความดันของใบพัดชนิด Single Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ180^0 หน่วย Pascal	77
5-11	ภาพตัดแสดงการกระจายความดันของใบพัดชนิด Single Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ180^0 ใน stage ที่ 1 หน่วย Pascal	77
5-12	ภาพตัดแสดงการกระจายความดันของใบพัดชนิด Single Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ180^0 ใน stage ที่ 2 หน่วย Pascal	78
5-13	ภาพตัดแสดงการกระจายความดันของใบพัดชนิด Single Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ180^0 ใน stage ที่ 3 หน่วย Pascal	78
5-14	ภาพตัดแสดงการกระจายความดันของใบพัดชนิด Single Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ180^0 ใน stage ที่ 4 หน่วย Pascal	79
5-15	ภาพตัดแสดงการกระจายความดันของใบพัดชนิด Single Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ180^0 ใน stage ที่ 5 หน่วย Pascal	79
5-16	ภาพแสดงการกระจายเวกเตอร์ความเร็วของน้ำที่ไหลผ่านใบพัดทั้ง 5 ชั้นในกรณีของใบพัดชนิด Single Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 180^0 หน่วย m/s	80
5-17	ภาพแสดงเส้นทางการไหลของอนุภาคน้ำที่ไหลผ่านเครื่องสูบน้ำในกรณีของใบพัดชนิด Single Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 180^0	80
5-18	ภาพแสดงเส้นทางการไหลของอนุภาคน้ำที่ไหลออกจากครื่องสูบน้ำในกรณีของใบพัดชนิด Single Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 180^0	81
5-19	ภาพแสดงการกระจายความดันของใบพัดชนิด Double Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 180^0 หน่วย Pascal	81
5-20	ภาพแสดงการกระจายความดันด้านในของใบพัดชนิด Single Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 180^0 หน่วย Pascal	82
5-21	ภาพตัดแสดงการกระจายความดันของใบพัดชนิด Double Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 180^0 หน่วย Pascal	82
5-22	ภาพตัดแสดงการกระจายความดันของใบพัดชนิด Double Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ180^0 ใน stage ที่ 1 หน่วย Pascal	83

สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพที่		หน้า
5-23	ภาพตัดแสดงการกระจายความดันของใบพัดชนิด Double Arcและมีมุมช่องทางไหลวกกลับ180^0 ใน stage ที่ 2 หน่วย Pascal	83
5-24	ภาพตัดแสดงการกระจายความดันของใบพัดชนิด Double Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ180^0 ใน stage ที่ 3 หน่วย Pascal	84
5-25	ภาพตัดแสดงการกระจายความดันของใบพัดชนิด Double Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ180^0 ใน stage ที่ 4 หน่วย Pascal	84
5-26	ภาพตัดแสดงการกระจายความดันของใบพัดชนิด Double Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ180^0 ใน stage ที่ 5 หน่วย Pascal	85
5-27	ภาพแสดงการกระจายเวกเตอร์ความเร็วของน้ำที่ไหลผ่านใบพัดทั้ง 5 ชั้นในกรณีของใบพัดชนิด Double Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 180^0 หน่วย m/s	85
5-28	ภาพแสดงเส้นทางการไหลของอนุภาคน้ำที่ไหลผ่านเครื่องสูบน้ำในกรณีของใบพัดชนิด Double Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 180^0	86
5-29	ภาพแสดงเส้นทางการไหลของอนุภาคน้ำที่ไหลออกจากเครื่องสูบน้ำในกรณีของใบพัดชนิด Double Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 180^0	86
5-30	ภาพแสดงการกระจายความดันของใบพัดชนิด Single Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 135^0 หน่วย Pascal	87
5-31	ภาพแสดงการกระจายความดันด้านในของใบพัดชนิด Single Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 135^0 หน่วย Pascal	87
5-32	ภาพตัดแสดงการกระจายความดันของใบพัดชนิด Single Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 135^0 หน่วย Pascal	88
5-33	ภาพตัดแสดงการกระจายความดันของใบพัดชนิด Single Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 135^0 ใน stage ที่ 1 หน่วย Pascal	88
5-34	ภาพตัดแสดงการกระจายความดันของใบพัดชนิด Single Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 135^0 ใน stage ที่ 2 หน่วย Pascal	89
5-35	ภาพตัดแสดงการกระจายความดันของใบพัดชนิด Single Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 135^0 ใน stage ที่ 3 หน่วย Pascal	89
5-36	ภาพตัดแสดงการกระจายความดันของใบพัดชนิด Single Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 135^0 ใน stage ที่ 4 หน่วย Pascal	90

สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพที่		หน้า
5-37	ภาพตัดแสดงการกระจายความดันของใบพัดชนิด Single Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 135^0 ใน stage ที่ 5 หน่วย Pascal	90
5-38	ภาพแสดงการกระจายเวกเตอร์ความเร็วของน้ำที่ไหลผ่านใบพัดทั้ง 5 ชั้นในกรณีของใบพัดชนิด Single Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ135^0 หน่วย m/s	91
5-39	ภาพแสดงเส้นทางการไหลของอนุภาคน้ำที่ไหลผ่านเครื่องสูบน้ำในกรณีของใบพัดชนิด Single Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 135^0	91
5-40	ภาพแสดงเส้นทางการไหลของอนุภาคน้ำที่ไหลออกจากเครื่องสูบน้ำในกรณีของใบพัดชนิด Single Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 135^0	92
5-41	ภาพแสดงการกระจายความดันของใบพัดชนิด Double Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 135^0 หน่วย Pascal	92
5-42	ภาพแสดงการกระจายความดันด้านในของใบพัดชนิด Double Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 135^0 หน่วย Pascal	93
5-43	ภาพตัดแสดงการกระจายความดันของใบพัดชนิด Double Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 135^0 หน่วย Pascal	93
5-44	ภาพตัดแสดงการกระจายความดันของใบพัดชนิด Double Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 135^0 ใน stage ที่ 1 หน่วย Pascal	94
5-45	ภาพตัดแสดงการกระจายความดันของใบพัดชนิด Double Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 135^0 ใน stage ที่ 2 หน่วย Pascal	94
5-46	ภาพตัดแสดงการกระจายความดันของใบพัดชนิด Double Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 135^0 ใน stage ที่ 3 หน่วย Pascal	95
5-47	ภาพตัดแสดงการกระจายความดันของใบพัดชนิด Double Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 135^0 ใน stage ที่ 4 หน่วย Pascal	95
5-48	ภาพตัดแสดงการกระจายความดันของใบพัดชนิด Double Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 135^0 ใน stage ที่ 5 หน่วย Pascal	96
5-49	ภาพแสดงการกระจายเวกเตอร์ความเร็วของน้ำที่ไหลผ่านใบพัดทั้ง 5 ชั้นในกรณีของใบพัดชนิด Double Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ135^0 หน่วย m/s	96
5-50	ภาพแสดงเส้นทางการไหลของอนุภาคน้ำที่ไหลผ่านเครื่องสูบน้ำในกรณีของใบพัดชนิด Double Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 135^0	97

สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพที่		หน้า
5-51	ภาพแสดงเส้นทางการไหลของอนุภาคน้ำที่ไหลออกจากเครื่องสูบน้ำในกรณีของใบพัดชนิด Double Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 135^0	97
5-52	กราฟเปรียบเทียบอัตราส่วนชั้นการสูบและอัตราส่วนเฮดในกรณีของใบพัดชนิด Single Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 180^0	100
5-53	กราฟเปรียบเทียบอัตราส่วนชั้นการสูบและอัตราส่วนเฮดกรณีของใบพัดชนิด Double Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 180^0	100
5-54	กราฟเปรียบเทียบอัตราส่วนชั้นการสูบและอัตราส่วนเฮดในกรณีของใบพัดชนิด Single Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 135^0	101
5-55	กราฟเปรียบเทียบอัตราส่วนชั้นการสูบและอัตราส่วนเฮดในกรณีของใบพัดชนิด Double Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 135^0	101

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ

สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
A_1	พื้นที่ที่ทางเข้าใบพัด	m^2
A_2	พื้นที่ที่ทางออกใบพัด	m^2
A_{LE}	พื้นที่ที่ขอบทางเข้าใบพัด	m^2
a	ความเร่ง	m/s^2
b	ความกว้างของภาคตัดขวางด้านข้างใบพัด ณ ตำแหน่งใด ๆ	m
b_1	ความกว้างของช่องทางไหลด้านทางเข้าใบพัด	m
b_2	ความกว้างของช่องทางไหลด้านทางออกใบพัด	m
b_{LE}	ความกว้างของช่องทางไหลตำแหน่งขอบนำใบพัด	m
C_1	ความเร็วสัมบูรณ์ของการไหลที่ทางเข้าใบพัด	m/s
C_2	ความเร็วสัมบูรณ์ของการไหลที่ทางออกใบพัด	m/s
C_{m1}	ความเร็วเฉลี่ยในแนวเมอริเดียนที่ทางเข้าใบพัด	m/s
C_{m2}	ความเร็วเฉลี่ยในแนวเมอริเดียนที่ทางออกใบพัด	m/s
D_1	เส้นผ่านศูนย์กลางที่ทางเข้าใบพัด	m
D_{1m}	เส้นผ่านศูนย์กลางตำแหน่งขอบนำใบพัด	m
D_2	เส้นผ่านศูนย์กลางที่ทางออกใบพัด	m
D_h	เส้นผ่านศูนย์กลางที่ดุมใบพัด	m
D_{sh}	เส้นผ่านศูนย์กลางเพลา	m
D_ω	ตัวแก้ไขการแพร่ข้างการไหล	-
E	เฮดทางทฤษฎีของ Euler’s	w
G_k	การเกิดพลังงานจลน์ของการไหลแบบปั่นป่วนเนื่องจากเกรเดียนความเร็วเฉลี่ย	-
G_ω	พลังงานจลน์ที่เกิดขึ้นเนื่องจากความเร็วเชิงมุม	

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ (ต่อ)

สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
g	ค่าคงที่ความโน้นถ่วงโลก	m/s^2
H	เฮดความดัน	m
H_A	เฮดความดันบรรยากาศ	m
h_l	การสูญเสียเฮดความดันเนื่องจากความฝืดในท่อ	m
h_s	เฮดความดันด้านสูบ	m
h_v	เฮดความดันไออิ่มตัว	m
K_{m2}	ค่าคงที่ของความเร็ว	-
L	ความยาวท่อ	m
N	ความเร็วรอบในการหมุน	rpm
N_s	ความเร็วจำเพาะ	-
P	กำลัง	w
$\overline{P}$	สัมประสิทธิ์กำลัง	-
p	ความดัน	Pa
Q	อัตราการไหล	m^3/s
r	รัศมี	m
$\mathrm{R_e}$	ค่าคงที่ของเรโนลต์	-
S_{U2}	ความหนากลีบใบพัดที่เส้นรอบวงทางออกใบพัด	m
S_2	ความหนาของกลีบใบพัด	m
T	แรงบิด	$N \cdot m$
t	เวลา	s
t_2	ระยะความกว้างจากปลายใบพัดถึงปลายใบพัดถัดไปในแนวเส้นรอบวง	m
U_1	ความเร็วในแนวเส้นรอบวงที่ทางเข้าใบพัด	m/s
U_2	ความเร็วในแนวเส้นรอบวงที่ทางออกใบพัด	m/s
u	ความเร็วในระนาบแกน x	m/s

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ (ต่อ)

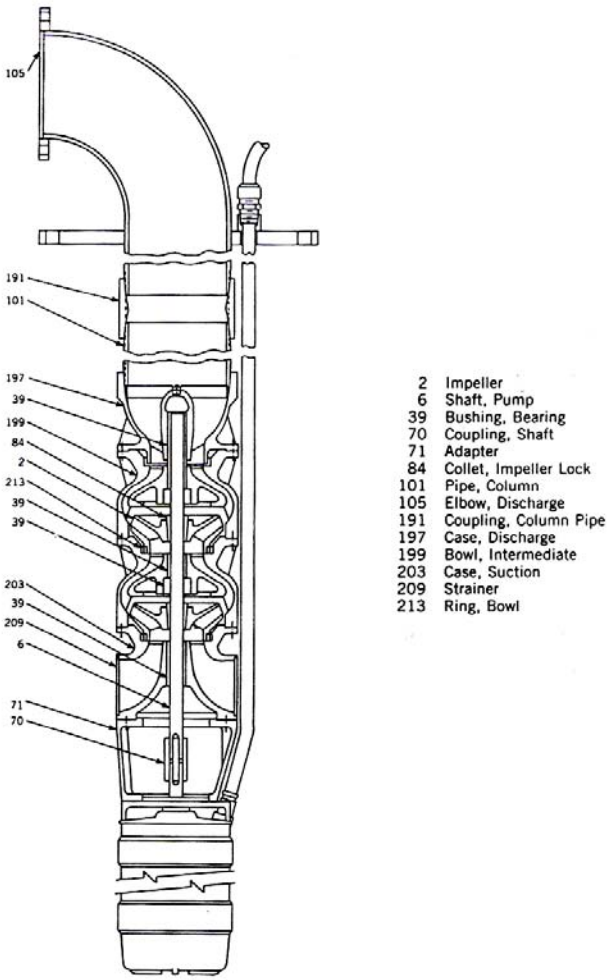
สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
v	ความเร็วในระนาบแกน y	m/s
W_1	ความเร็วสัมพัทธ์ที่ทางเข้าใบพัด	m/s
W_2	ความเร็วสัมพัทธ์ที่ทางออกใบพัด	m/s
w	ความเร็วในระนาบแกน z	m/s
x		
Y_k	การกระจายตัวของพลังงานจลน์	-
Y_ω	การกระจายตัวของการหมุนวน	-
Z	จำนวนกลีบใบพัด	-

สัญลักษณ์กรีก	ความหมาย	หน่วย
α_1	มุมของความเร็วสัมพัทธ์ที่ทางเข้าเทียบกับแนวเส้นรอบวงใบพัด	องศา
α_2	มุมของความเร็วสัมพัทธ์ที่ทางออกเทียบกับแนวเส้นรอบวงใบพัด	องศา
β_1	มุมของใบพัดที่ทางเข้าเทียบกับแนวเส้นรอบวงใบพัด	องศา
β_2	มุมของใบพัดที่ทางออกเทียบกับแนวเส้นรอบวงใบพัด	องศา
γ	น้ำหนักจำเพาะ	N/m^3
η	ประสิทธิภาพ	%
ε	การแพร่กระจาย	-
ρ	ความหนาแน่น	kg/m^3
ω	ความเร็วเชิงมุม	rad/s
τ	ความเค้นเฉือน	N/m^2
μ	ความหนืดของของไหล	$kg/m \cdot s$

บทที่ 1
บทนำ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

ในปัจจุบันผู้ผลิตผลิตภัณฑ์เครื่องสูบน้ำบาดาลชนิดหลายชั้นภายในประเทศประสบปัญหาหลายอย่างเช่น ค่าความดันต่ำ การสูญเสียความดันในระบบสูง การออกแบบใบพัดไม่ดีพอ ปัญหาเหล่านี้เป็นสาเหตุให้ประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำลดลงต่ำกว่าที่ควรจะเป็น สืบเนื่องจากการขาดความเข้าใจเชิงทฤษฎีของการออกแบบอุปกรณ์และระบบกระบวนการทำงานที่เกี่ยวข้องต่อเนื่องกัน



ภาพที่ 1-1 เครื่องสูบน้ำบาดาลแรงเหวี่ยงหนีศูนย์ 2 ชั้น ชนิดมอเตอร์อยู่ด้านล่าง [1]

เครื่องสูบน้ำบาดาลโดยทั่วไป ถ้ามีเพียงเครื่องเดียวจะต้องใช้เครื่องที่มีขนาดใหญ่มาก เพื่อที่จะสามารถสร้างเฮดได้สูง เมื่อมีขนาดใหญ่ก็จำเป็นต้องใช้ต้นกำลังที่มีกำลังมาก ๆ เพราะฉะนั้นเพื่อเป็นการลดต้นกำลังและพื้นที่ในการติดตั้ง จึงได้มีแนวคิดที่จะนำเครื่องสูบน้ำเครื่องเล็กที่ใช้กำลังไม่มากนักหลาย ๆ เครื่องต่อกันแบบอนุกรม จะทำให้เฮดที่ได้ต่อเครื่องสูบน้ำในระบบนั้นสูงขึ้น แต่ในทางปฏิบัติของการสูบน้ำบาดาลนั้น เมื่อติดตั้งเครื่องสูบน้ำแบบอนุกรมจะทำได้ลำบาก จึงได้นำเครื่องสูบน้ำต่อแบบอนุกรมมาไว้ในตัวเรือนเดียวกันแล้วออกแบบช่องทางไหลขึ้นใหม่เพื่อให้เหมาะสมกับการใช้งาน เมื่อตัวเครื่องสูบน้ำต่อกันเป็นชั้นๆ จะทำให้การโอนถ่ายพลังงานมีความต่อเนื่อง เนื่องจากใบพัดอยู่ใกล้ชิดกันและมีการสูญเสียพลังงานน้อย

หลักการโดยทั่วไปของเครื่องสูบน้ำจะสูบน้ำจากจุดที่มีค่าความดันต่ำ ส่งไปตามระบบท่อด้วยค่าความดันที่สูงกว่าเดิม โดยธรรมชาติน้ำจะไหลภายใต้แรงโน้มถ่วงของโลกโดยจะไหลจากจุดที่มีค่าความดันสูงกว่าไปยังจุดที่มีค่าความดันต่ำกว่า ดังนั้นการที่จะทำให้น้ำไหลจากจุดที่มีค่าความดันต่ำไปยังจุดที่มีค่าความดันสูงจำเป็นต้องป้อนพลังงานกลให้กับน้ำ โดยทั่วไปสมการที่ใช้ในการวิเคราะห์เครื่องสูบน้ำได้แก่สมการพลังงานซึ่งมีกฎว่าพลังงานจะไม่มีการเกิดขึ้นหรือสูญหายไปแต่จะสามารถเปลี่ยนจากรูปหนึ่งไปเป็นอีกรูปหนึ่งได้ซึ่งพลังงานของน้ำที่ทางเข้าบวกงานเนื่องจากต้นกำลังที่ใส่มีค่าเท่ากับพลังงานของน้ำที่ทางออกบวกกับความสูญเสียรวมที่เกิดขึ้นภายในเครื่องสูบน้ำ

$$\sum E_{in} + W_{in} = \sum E_{out} + \text{Total Losses} \qquad (1\text{-}1)$$

วิธีการที่จะทำให้พลังงานที่ทางออกมีค่าสูงจะต้องทำให้ความสูญเสียรวมทั้งหมดในระบบน้อยที่สุด (Minimum Loss) ซึ่งทำได้โดยการออกแบบรูปทรง (Geometry) ของระบบซึ่งประกอบด้วยใบพัด (Impeller) ทางน้ำเข้า (Nozzle) ตัวเรือนเครื่องสูบน้ำ (Case) และทางน้ำออก (Diffuser) ที่ให้ความสูญเสียของระบบต่ำเพื่อให้ได้รูปทรงที่สัมพันธ์กับรูปแบบการไหลของน้ำในเครื่องสูบที่เหมาะสมกับเครื่องสูบน้ำชนิด ในการออกแบบระบบเครื่องสูบน้ำบาดาลชนิดหลายชั้นนี้จะทดลองออกแบบระบบเครื่องสูบน้ำบาดาล 5 ชั้น เริ่มออกแบบโดยกำหนดความต้องการเบื้องต้น จากนั้นใช้ทฤษฎีของเครื่องสูบน้ำ และทฤษฎีของ Euler ออกแบบรูปทรงของใบพัดซึ่งจะเป็นตัวกำหนดมุมทางเข้า ทางออก ความเร็วและรัศมีเส้นโค้งใบพัด โดยขนาดของเพลาและดุมใบพัดจะคำนึงถึงความแข็งแรงในการใช้งาน ในส่วนของช่องทางไหลใช้ทฤษฎีของการไหลในช่องทางขยายขนาดเพื่อป้องกันไม่ให้เกิดการไหลวนภายในช่องทางไหล อันจะเป็นสาเหตุให้เกิดการอั้นความดัน และลดพื้นที่หน้าตัดในการไหลภายในเครื่องสูบน้ำ จากนั้นเขียนแบบ 2 มิติโดยใช้โปรแกรม SolidWorks แล้วแปลงเป็นรูปทรง 3 มิติและสร้างเมชโดยใช้โปรแกรม Gambit แล้วใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์สำเร็จรูป Fluent ช่วยในการจำลองหา

ความสัมพันธ์ระหว่างรูปแบบการไหลกับรูปทรงช่องทางไหลของเครื่องสูบ และอัตราการเพิ่มความดันในแต่ละชั้น การใช้การจำลองการไหลช่วยออกแบบเครื่องสูบน้ำจึงเป็นวิธีหนึ่งที่ให้ผลลัพธ์ที่ดี ง่ายต่อการเข้าใจ มองเห็นภาพ นอกจากนี้ยังสามารถลดต้นทุนในกระบวนการผลิตเครื่องสูบน้ำในภาคอุตสาหกรรม และเพื่อเป็นพื้นฐานในการพัฒนาเครื่องสูบน้ำบาดาลแบบหลายชั้นต่อไปในอนาคต

1.2 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

Asuaje, M. [2] ได้ศึกษาวิจัยเรื่อง Methodology and Optimization in the Design and Performance Analysis of Incompressible Fluid Turbomachines. เพื่อหาจุดเหมาะสมของรูปทรงใบพัดที่ให้สมรรถนะดีที่สุดภายใต้เงื่อนไขเป็นการไหลไม่อัดตัว ใช้โปรแกรมสำเร็จรูป CFX-BladeGEN ในการสร้างและจำลองการไหลแล้วปรับปรุงรูปทรง เพื่อให้ได้รูปแบบการไหลที่เหมาะสม สร้างเมชใน CFX-Turbogrid ใช้ function เฉพาะในการกำหนดคุณลักษณะของ Turbomachine ใน CFX-TASCFlow แล้วจำลองการไหลด้วย CFX-5 ในการคำนวณใช้สมการ Navier-Stoke แบบไหลปั่นป่วน 3 มิติซึ่งใช้โมเดลการไหลปั่นป่วน 2 สมการแบบ Standard k-ε , Standard k-ω และ Shear Stress Transport k-ω ใช้สมการอนุพันธ์อันดับที่ 2 ในการคำนวณจำลองการไหล กำหนดค่า Residual 10^{-4} ให้เงื่อนไขทางเข้าเป็น Pressure Inlet มีค่าเท่ากับความดันบรรยากาศ และ เงื่อนไขทางออกเป็น Mass Outlet ซึ่งสามารถปรับเปลี่ยนค่าได้โดยตั้งค่าเริ่มต้นที่ 8 kg/s ค่าเริ่มต้นในการออกแบบใบพัด กำหนดให้มีค่าเฮด 25 เมตร. อัตราการไหล 1,213 ลูกบาศก์เมตรต่อชั่วโมง หมุนด้วยความเร็ว 985 rpm และความเร็วจำเพาะมีค่า 51 ในส่วนของตัวแปรและมิติต่างๆ มีค่าดังนี้ รัศมีวงนอก 124 mm ความกว้างปากใบพัดที่ทางเข้า 112 mm มุม β_1 มีค่า 68^0 รัศมีวงใน 243 mm ความกว้างปากใบพัดที่ทางออก 57 mm มุม β_2 มีค่า 63^0 ช่องทางไหลวกกลับทำมุม 125^0 มีจำนวนเมชทั้งหมด ผลที่ได้จากการวิจัยคือ ในการจำลองการไหลในระนาบด้านข้างของใบพัด 2 มิติเมื่อเปรียบเทียบระหว่าง Standard k-ε, Standard k-ω และ Shear Stress Transport k-ω แล้วให้ผลต่างกันเพียงเล็กน้อย ผลที่ได้คือสนามการไหลเรียงตัวกันไหลได้ราบรื่น แต่การกระจายความดันไม่ค่อยดีนัก จึงได้ปรับปรุงใหม่ให้มีการกระจายความดันที่เรียงตัวเป็นชั้นกันดีขึ้นโดยลดระยะความกว้างปากทางออกให้แคบลงจึงได้ผลดีขึ้น แต่จะมีการไหลวนเกิดขึ้นแทน ส่วนในการจำลองการไหลทั้งระบบพบว่า ณ จุดออกแบบสามารถผลิตเฮดได้ประมาณ 28 เมตรน้ำ

Cheah,K.W. และคณะ [3] ได้ทำวิจัยเรื่อง Numerical Flow Simulation in a Centrifugal Pump at Design and Off-Design Conditions ซึ่งเป็นการจำลองการไหลในใบพัดเครื่องสูบน้ำแรงเหวี่ยงหนีศูนย์ที่จุดออกแบบและนอกจุดออกแบบ โดยใช้สมการ Navier-Stoke แบบไหลปั่นป่วน 3 มิติซึ่งใช้โมเดลการไหลปั่นป่วน 2 สมการแบบ Standard k-ε เป็นสมการการไหลพื้นฐานในการคำนวณ ใช้โปรแกรมในการจำลองการไหลสำเร็จรูป CFX โดยใช้วิธีจำลองการ

ไหลแบบ Multiple Frame of Reference ซึ่งเป็นการกำหนดให้สนามการไหลภายในใบพัดเป็นการไหลหมุนรอบแกนใบพัด และส่วนประกอบอื่นๆ เป็นเฟรมที่หยุดนิ่ง เขียนแบบใบพัดและตัวเรือนแยกจากกันแล้วนำมาประกอบชุดกันโดยใช้เงื่อนไข Frozen Rotor Interface ใบพัดที่ใช้ในการวิจัยเป็นใบพัดชนิดโค้งหลัง 6 กลีบ มุม α_1 มีค่า 40^0 มุม α_2 มีค่า 35^0 และมุม β_2 มีค่า 23^0 ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางที่ทางออก 365 mm ความกว้างปากใบพัดที่ทางออกมีค่า 46.8 mm หมุนด้วยความเร็ว 1,450 rpm มีค่าความเร็วจำเพาะ 131 ทำการจำลองการไหลเทียบกับสร้างทดสอบ ในการสร้างเมชใช้เมชชนิด Tetrahedral ทั้งหมดโดยท่อทางเข้ามีจำนวน 600,913 เมช ตัวเรือนสูบมีจำนวน 818,423 เมช และภายในปริมาตรใบพัดมีจำนวน 1,004,139 เมช แล้วจำลองการไหลภายใต้เงื่อนไขการไหลคงตัว และกำหนดเงื่อนไขขอบเขตอื่นๆ ได้แก่ เงื่อนไขที่ทางเข้าเป็น Mass Flow Rate Inlet ซึ่งจะจำลองการไหลที่อัตราการไหลจุดออกแบบ ,อัตราการไหล 1.45 เท่าของจุดออกแบบ และอัตราการไหล 0.43 เท่าของจุดออกแบบ ความเข้มในการไหลปั่นป่วนมีค่า 5% เงื่อนไขของผนังเป็น No-slip Condition ผลการวิจัยพบว่าที่อัตราการไหลจุดออกแบบ สนามความเร็วในใบพัดมีการไหลราบรื่น และเป็นระเบียบ ไม่เกิดจุดแยกตัวซึ่งเป็นไปตามทฤษฎี Potential Flow เมื่อจำลองการไหลที่อัตราการไหล 0.43 เท่าของจุดออกแบบ ปรากฏว่ามีการไหลวนเกิดขึ้นภายในใบพัด ทำให้ความเร็วที่บริเวณทางเข้าใบพัดช้าลง จึงทำให้การไหลมีลักษณะ Jet-Wake เมื่อจำลองการไหลที่อัตราการไหล 1.45 เท่าของจุดออกแบบ ปรากฏว่าสนามความเร็วในใบพัดมีการไหลราบรื่น และเป็นระเบียบ แต่ยังคงมีการไหลวนที่ขอบทางเข้าใบพัดเล็กน้อย ในส่วนของการกระจายความดัน ความดันจะเพิ่มขึ้นภายในใบพัดตั้งแต่เริ่มทางเข้าจนถึงปลายทางออกใบพัด และเมื่อลดความเร็วลงความดันจะตกลงอย่างรวดเร็ว

Byskov,R.K. Jacobsen,C.B. และ Pedersen,N. [4] ได้ศึกษาเรื่อง การไหลในใบพัดเครื่องสูบน้ำแรงเหวี่ยงหนีศูนย์ ที่เงื่อนไขการออกแบบในช่วงและนอกช่วง จำลองการไหลชนิด Large Eddy ในการวิจัยนี้เป็นการวิจัยเชิงพลศาสตร์ของไหล (CFD) โดยจำลองการไหลชนิด Large Eddy แล้วเปรียบเทียบผลกับ โมเดล $k-\omega$ และ Boldwin-Lomax ใช้โปรแกรมสำเร็จรูป FINE/Turbo ซึ่งใช้วิธีคำนวณแบบ Finite Volume Explicit 2^{nd} order ในส่วนของ Dissipation ใช้ 4^{th} order สมการที่ใช้จำลองการไหลอยู่บนพื้นฐานของ Navier–Stoke ชนิดอัดตัวได้ และสมการพลังงาน เครื่องสูบน้ำออกแบบให้มีค่าความเร็วจำเพาะ 26.3 อัตราการสูบ 3.06 ลิตร/วินาที เฮดต่อ 1 stage มีค่า 1.75 m. ใบพัดมีรัศมีขอบนอก 190 mm. รัศมีขอบใน 71 mm. มุมที่ทางเข้าและทางออก 19.7 องศา และ 18.4 องศา ตามลำดับ ความหนาใบ 3 mm. โค้งใบพัดแบบดัดหลัง จำนวน 6 กลีบ ของไหลมีค่า $\mathrm{Re}=1.4\times10^6$ ซึ่งมีค่ามากพอที่จะโมเดลการไหลเป็น Large Eddy ได้ ในการวิจัยจะแบ่งเป็นกรณี A และ B เพื่อแสดงผลเปรียบเทียบระหว่างการหมุนซ้ำ ๆ กันของมุมที่หมุนไป 120 องศา และ 240 องศา จากการวิจัยพบว่า ในกรณี A จะเกิดการไหลหมุนวนที่ขอบใบพัดเริ่มตั้งแต่ขอบนำจนถึงประมาณ 30 % ของใบพัด

แต่จะเกิดการอั้นไม่ให้ของไหลไหลผ่านเพียงเล็กน้อยแต่ในกรณี B เกิดการหมุนวนจนกันไว้ไม้ให้ไหลผ่านไป ที่ตำแหน่ง $r/R^2 = 0.5$ การไหลย้อนกลับจะเกิดขึ้นในฝั่งดูด แต่ในกรณี B จะเกิดขึ้นทั้งฝั่งอัดและฝั่งดูด ที่ตำแหน่ง $r/R^2 = 0.95$ ซึ่งใกล้ทางออก ในกรณี B การไหลย้อนกลับกินพื้นที่วัดจากทางเข้ามากกว่า 50% ส่วน กรณี A ยังคงลักษณะเดิม ในส่วนของความเข้มของการไหลแบบปั่นป่วนนั้นมีค่าเฉลี่ยอยู่ที่ 5% ในกรณี B นั้น ช่วงที่เกิดการไหลวนอย่างรุนแรงจะมีค่ามากกว่า 10% และเมื่อนำผลที่ได้มาเปรียบเทียบกับโมเดลการไหลแบบ $k-\omega$ และ Boldwin-Lomax โดยใช้เมชเดียวกันผลที่ได้ คือ $k-\omega$ สามารถทำนายผลการไหลย้อนกลับในฝั่งอัดได้ดี ในใบพัดที่มีรัศมีกว้าง ๆ อย่างเห็นได้ชัดแต่ทั้ง $k-\omega$ และ Boldwin-Lomax ไม่สามารถแสดงพฤติกรรมของปรากฏการณ์การไหลวนในใบพัดได้ดีเท่า Large Eddy

Erik D. และคณะ [5] ทำการคำนวณพลศาสตร์ของไหลโดยใช้โปรแกรม Fluent Version 5.4 วิเคราะห์การไหลที่เกิดขึ้นภายในเครื่องสูบน้ำแบบหอยโข่ง 2 ชนิด คือ ชนิดที่ 1 เป็นเครื่องสูบน้ำแบบใบพัดปิด ออกแบบที่ความเร็วจำเพาะต่ำและชนิดที่ 2 เป็นเครื่องสูบน้ำแบบใบพัดเปิดออกแบบที่ความเร็วจำเพาะปานกลาง แล้วนำผลการวิเคราะห์เปรียบเทียบกับผลการทดสอบสมรรถนะเครื่องสูบน้ำ สำหรับโปรแกรม Fluent มีทฤษฎีคำนวณที่ใช้วิเคราะห์การไหลในเครื่องจักรกลหมุน (Turbomachinery) ให้เลือกใช้ 3 ทฤษฎีคือ ทฤษฎี Multiple Reference Frame (MRF) ทฤษฎี Mixing Plane (MP) และทฤษฎี Sliding Mesh (SM) โดยทฤษฎี MRF และ MP เป็นการวิเคราะห์ในสภาวะการไหลคงตัว แต่ทฤษฎี SM เป็นการวิเคราะห์ในสภาวะการไหลไม่คงตัว ในการคำนวณเลือกใช้แบบจำลองปั่นป่วน k-ε ทำการสร้างเมชแบบ Tetrahedral กำหนดให้ของไหลอัดตัวไม่ได้ สำหรับเงื่อนไขความเร็วรอบและอัตราไหลเป็นค่าที่อ้างอิงจากการทดสอบ กำหนดให้เครื่องสูบชนิดที่ 1ทำงานที่ความเร็วรอบ 620 รอบต่อนาที อัตราไหล 6.3 ลิตรต่อนาที และเครื่องสูบน้ำชนิดที่ 2 ทำงานที่ความเร็วรอบ 2,910 รอบต่อนาที อัตราไหล 60 ลิตรต่อนาที ทำการกำหนดเงื่อนไขและใช้การคำนวณพลศาสตร์ของไหลเพื่อจำลองการไหลที่เกิดขึ้น แล้วเปลี่ยนค่าอัตราไหลต่างๆ เพื่อวิเคราะห์และจำลองกราฟสมรรถนะของเครื่องสูบ จากการวิเคราะห์พบว่าผลที่ได้จากทฤษฎี SM จะให้ผลที่ใกล้เคียงกับผลการทดสอบมากกว่า เนื่องจากการไหลที่เกิดขึ้นในเครื่องสูบน้ำแบบหอยโข่งจะเป็นการไหลในสภาวะไม่คงตัว แต่จะใช้เวลาในการคำนวณมากกว่า 30 ถึง 50 เท่าของเวลาที่ใช้คำนวณในสภาวะการไหลคงตัว

1.3 วัตถุประสงค์

1.3.1 สร้างอัลกอริทึมในการออกแบบเครื่องสูบน้ำบาดาลชนิดหลายชั้น

1.3.2 ใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์ Fluent ช่วยในการวิเคราะห์เพื่อปรับปรุงรูปทรงที่เหมาะสมกับรูปแบบไหลของน้ำในของเครื่องสูบน้ำบาดาลชนิด 5 ชั้น

1.3.3 เพื่อเป็นแนวทางในการปรับปรุงระบบเครื่องสูบน้ำชนิดหลายชั้นในอนาคต

1.4 ขอบเขตวิทยานิพนธ์

1.4.1 ทำการศึกษาเครื่องสูบน้ำบาดาลชนิด 5 ชั้น (5-Stage Submersible Centrifugal Pump) โดยกำหนดให้มีเส้นผ่านศูนย์กลางเสื้อสูบขนาด 4 นิ้วโดยทำการเปลี่ยนแปลงค่าความดันน้ำมีขนาดไม่เกิน 30 เมตร อัตราการไหลไม่เกิน 5 ลูกบาศก์เมตรต่อชั่วโมง และมอเตอร์ที่ใช้มีความเร็วรอบในการหมุน 2,850 รอบต่อนาที

1.4.2 ใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์สำเร็จรูปทางพลศาสตร์การไหล Fluent ช่วยในการจำลองการไหลของน้ำในระบบ

1.4.3 ศึกษาการจำลองการไหลภายใต้สมมุติฐานน้ำเป็นของไหลที่ไม่อัดตัว

1.4.4 วิเคราะห์ผลการทดลองเพื่อศึกษาถึงอัตราการเพิ่มความดันในแต่ละชั้น เปรียบเทียบอัตราส่วนเฮด

1.5 ขั้นตอนการศึกษา

ในการวิจัยจะรวบรวมองค์ความรู้ที่จำเป็นโดยทฤษฎีที่ต้องใช้คือ พลศาสตร์ของไหล (Fluid Dynamics) ,เครื่องจักรกลกังหัน (Turbomachinery) เพื่อออกแบบรูปทรงของระบบซึ่งประกอบด้วย ช่องทางไหลเข้า ใบพัดและช่องทางไหลวกกลับหลังใบพัด เขียนแบบ 3 มิติ สร้างเมช ประกอบชุด 5 ชั้นเข้าด้วยกัน แล้วใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์ช่วยในการจำลองการไหลเพื่อหารูปแบบการไหลที่เหมาะสม ซึ่งมีขั้นตอนการวิเคราะห์ดังนี้

1.5.1 รวบรวมองค์ความรู้ที่จำเป็น

1.5.2 ศึกษาหาหลักเกณฑ์ในการออกแบบ

1.5.3 ออกแบบระบบซึ่งประกอบด้วย ใบพัด ช่องทางไหลเข้า และช่องทางไหลวกกลับหลังใบพัด ตามหลักทฤษฎีพลศาสตร์ของไหล และเครื่องจักรกลกังหัน

1.5.4 เขียนแบบระบบเครื่องสูบน้ำ 3 มิติ กำหนดเงื่อนไขขอบเขต และจำลองรูปแบบการไหลชุดประกอบ 5 ชั้นด้วยโปรแกรมจำลองการไหล Fluent

1.5.5 วิเคราะห์ผลที่ได้ ทำการปรับปรุงแก้ไขรูปทรง และเงื่อนไขใหม่ให้เหมาะสมจากนั้นทำการจำลองการไหลด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์จนได้ผลลัพธ์ที่ถูกต้อง

1.5.6 วิเคราะห์ปัญหา

1.5.7 สรุปผลการวิจัย

1.6 ผลที่คาดว่าจะได้รับ

1.6.1 เพื่อเป็นพื้นฐานในการพัฒนาการออกแบบเครื่องสูบน้ำบาดาลชนิด 5 ชั้น

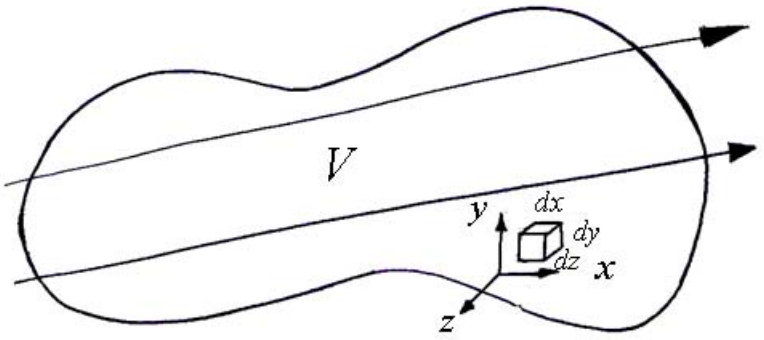
1.6.2 เพื่อเป็นแนวทางในการปรับปรุงประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำและลดค่าใช้จ่ายในกระบวนการผลิต และทดสอบ ในภาคอุตสาหกรรม

1.6.3 ได้ศึกษาและรู้ถึงกระบวนการในการออกแบบระบบเครื่องสูบน้ำ

บทที่ 2
ทฤษฎี

2.1 ทฤษฎีพื้นฐานของการไหลไม่อัดตัว

2.1.1 สมการความต่อเนื่อง



ภาพที่ 2-1 ปริมาตรควบคุมของของไหลที่ใช้พิจารณาการไหล

พิจารณาการสมดุลของมวลจากปริมาตรควบคุมใดๆ ในระบบพิกัดคาร์ทีเซียน ความหนาแน่น และความเร็วของของไหลจะเป็นฟังก์ชันของแกน x,y,z และ เวลา t จากกฎการอนุรักษ์มวลจะได้ว่า ผลรวมของมวลที่ไหลออกจากปริมาตรควบคุมทั้งหมดมีค่าเท่ากับอัตราการลดลงของมวลภายในปริมาตรควบคุมเทียบกับเวลา ในกรณีของการไหลของน้ำในเครื่องสูบน้ำมีความเร็วต่ำ ดังนั้นจึงจัดอยู่ในกรณีของการไหลชนิดอัดตัวไม่ได้ (Incompressible Flow) และความหนาแน่นของน้ำคงที่ ในการไหลแบบปั่นป่วนนั้นตัวแปรของความเร็วในการไหลจะมีค่าไม่คงที่และจะเปลี่ยนแปลงไปตลอดเวลา ซึ่งทำให้เกิดความยุ่งยากในการคำนวณ ดังนั้นจึงความเร็วจึงแบ่งออกเป็น 2 ลักษณะโดยใช้หลักการ Reynolds Decomposition คือแบ่งพิจารณาความเร็วในแนวเชิงเส้นเฉลี่ยซึ่งเป็นส่วนที่ไม่ขึ้นกับเวลา และความเร็วในการการกระเพื่อมไร้ทิศทาง (Fluctuation) ซึ่งขึ้นกับเวลาที่เปลี่ยนไป ค่าเฉลี่ยผลของความเร็วในการกระเพื่อมไร้ทิศทางมีค่าเป็นศูนย์ ถ้าเฉลี่ยใน 1 ช่วงเวลา จะได้สมการความต่อเนื่องคือ

$$\frac{\partial \overline{u}_i}{\partial x_i} = 0 \qquad (2\text{-}1)$$

2.1.2 สมการอนุรักษ์โมเมนตัม

สมการการอนุรักษ์โมเมนตัม ได้มากจากการประยุกต์กฎข้อที่ 2 ของนิวตัน โดยพิจารณาปริมาตรควบคุมเป็นมวลของของไหลก้อนเล็ก ๆ ก้อนหนึ่งจะได้ว่าอัตราของการเปลี่ยนแปลงโมเมนตัมของมวลของของไหลบนปริมาตรควบคุมเทียบกับเวลามีค่าเท่ากับแรงภายนอกสุทธิที่กระทำต่อก้อนมวลของไหลบนปริมาตรควบคุม

แรงกระทำภายนอกที่กระทำต่อมวลของไหล แบ่งได้เป็น 2 ลักษณะ ลักษณะแรกคือ แรงเนื่องจากสนามการดึงดูด (Field Force) หรือ (Body Force) ซึ่งได้แก่ แรงโน้มถ่วงโลก (Gravity Force) และแรงเนื่องจากสนามแม่เหล็ก หรือ สนามไฟฟ้า ลักษณะที่ 2 คือ แรงที่กระทำผิวของไหล (Surface Force) ซึ่งแบ่งออกเป็น ในแนวตั้งฉากกับผิว (Normal Force) และแนวขนานกับผิว (Tangential Force) ในส่วนของแนวตั้งฉากกับผิว ได้แก่ ความดัน และ ความเค้นอัดหรือดึง ในส่วนของแนวขนานกับผิว ได้แก่ ความเค้นเฉือนในทิศทางแกน x, y และ z สามารถเขียนให้อยู่ในรูปของเทนเซอร์ได้ดังนี้

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t}+\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho u_i u_j\right)=\frac{\partial}{\partial x_j}\sigma_{ij}+f_i \qquad (2\text{-}2)$$

เมื่อ

σ_{ij} คือ Stress Tensor

f_i คือ แรงเนื่องจากน้ำหนักต่อหนึ่งหน่วยปริมาตรในทิศทาง i

สมการที่ (2-2) เป็นสมการอนุรักษ์โมเมนตัมที่ใช้กับของไหลแบบ Newtonian ซึ่งสามารถนำกฎของ Stoke ซึ่งเป็นกฎแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความเค้นและอัตราการเปลี่ยนแปลงความเครียดภายในของไหลมาประยุกต์ใช้และเมื่อแทนค่าความสัมพันธ์ต่างๆ แล้วจะสามารถจัดรูปสมการ Navier- Stoke ได้ดังนี้

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t}+\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho u_i u_j\right)=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[-p\delta_{ij}+\mu\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)-\frac{2}{3}\mu\left(\delta_{ij}\frac{\partial u_j}{\partial x_j}\right)\right]+f_i \qquad (2\text{-}3)$$

จากสมการที่ (2-3) สามารถนำมาลดทอนตัวแปรออกให้เข้ากับเงื่อนไขของของไหลในเครื่องสูบน้ำ โดยเนื่องจากเป็นการไหลที่สภาวะคงตัวไม่ขึ้นกับเวลา ดังนั้นพจน์ของ $\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t}$ มีค่าเป็นศูนย์ การไหลของน้ำเป็นแบบอัดตัวไม่ได้ ดังนั้นพจน์ของ $-\frac{2}{3}\mu\left(\delta_{ij}\frac{\partial u_j}{\partial x_j}\right)$ มีค่าเป็นศูนย์และไม่คำนึงถึงแรงลอยตัว ดังนั้นพจน์ของ f_i มีค่าเป็นศูนย์

ดังนั้นสมการ Navier- Stoke จึงลดรูปแล้วเขียนอยู่ในรูปเทนเซอร์ได้เป็น

$$\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho u_i u_j\right) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\mu\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)\right] \tag{2-4}$$

จาก Reynolds Decomposition พิจารณาการไหลแบบปั่นป่วนจะสามารถจัดรูปสมการ Navier- Stoke ใหม่ได้เป็น

$$\rho\overline{u}_j \frac{\partial \overline{u}_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial \overline{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\mu\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)\right] + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \tag{2-5}$$

จากสมการ (2-5) ผลจากการไหลแบบปั่นป่วนทำให้เกิดพจน์เกรเดียนของความเค้นเฉือนในการไหล τ_{ij} ขึ้นในสมการ ซึ่งเรียกว่า Reynolds Stress โดยที่ $\tau_{ij} = -\overline{\rho u_i' u_j'}$ พจน์ Reynolds Stress นี้ทำให้ไม่สามารถแก้สมการ Reynolds-Averaged Navier-Stokes ได้ เนื่องจากจำนวนตัวแปรที่มีมากกว่าสมการ จึงจำเป็นต้องสร้างแบบจำลองการไหลปั่นป่วนมาช่วยแก้สมการ

2.2 แบบจำลองการไหลแบบปั่นป่วน 2 สมการแบบ Shear – Stress Transport k – ω

k – ω เป็น Two-Equation Turbulence Model ชนิดหนึ่งซึ่งถูกพัฒนาขึ้นโดย D.C. Wilcox ในปี ค.ศ. 1993 เป็นแบบจำลองที่ถูกพัฒนาต่อเนื่องมาจากแบบจำลอง k – ε โดยใช้สมมุติฐานของ Boussinesq ในการหาค่าของเทอม Reynolds Stress มีชื่อเรียกว่า Standard k – ω ซึ่งเหมาะสำหรับคำนวณการไหลที่มีลักษณะหมุนควงควบคู่ไปด้วย ต่อมา F.R. Menter ได้นำแบบจำลอง Standard k – ω มาปรับปรุงพัฒนาต่อในปี ค.ศ. 1994 แบบจำลองชนิดนี้เกิดจากการรวมเอาความถูกต้องและแม่นยำของแบบจำลอง Standard k – ω ที่บริเวณชั้นชิดผิวผนัง และการไหลของกระแสอิสระของ k – ε ในสนามการไหลที่ไกลจากผนัง โดยมีสมการดังสมการที่ (2-6) และ (2-7) และมีชื่อเรียกว่า Shear – Stress Transport k – ω หรือ SST k – ω

ในการจำลองการไหล โมเดล SST k – ω จะให้ผลเฉลยคำตอบที่ถูกต้องแม่นยำมีความน่าเชื่อถือมากกว่าโมเดล Standard k – ω และสามารถใช้จำลองรูปแบบการไหลหลายๆ แบบได้ถูกต้องน่าเชื่อถือมากกว่าเช่น Adverse Pressure Gradient Flows , Airfoils , Transonic Shock Waves เป็นต้น

ในการแก้สมการพจน์ τ_{ij} จะใช้สมมติฐานของ Boussinesq ซึ่งสามารถจัดรูปสมการของ k และ ω ได้ดังนี้

แบบจำลอง k

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k)+\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j}\right)+G_k-Y_k+S_k \quad (2\text{-}6)$$

แบบจำลอง ω

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega)+\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j}\right)+G_\omega-Y_\omega+D_\omega+S_\omega \quad (2\text{-}7)$$

เมื่อ

G_k คือ การเกิดพลังงานจลน์ของการไหลแบบปั่นป่วนเนื่องจากเกรเดียนความเร็วเฉลี่ย

G_ω คือ พลังงานจลน์ที่เกิดขึ้นเนื่องจากความเร็วเชิงมุม

Γ_k และ Γ_ω คือ การแพร่ตัวของ k และ ω ตามลำดับ

Y_k และ Y_ω คือ การกระจายตัวของ k และ ω ตามลำดับ

D_ω คือ เทอมของการแพร่ในแนวขวางการไหล

2.2.1 การจำลองเทอมของการแพร่

$$\Gamma_k = \mu+\frac{\mu_t}{\sigma_k} \quad (2\text{-}8)$$

$$\Gamma_\omega = \mu+\frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \quad (2\text{-}9)$$

เมื่อ σ_k และ σ_ω คือ Prandtl number ของการไหลแบบปั่นป่วน สำหรับ k และ ω ตามลำดับค่าความหนืดเทอร์บิวเลนซ์ μ_t คำนวณได้จาก

$$\mu_t = \alpha^* \frac{\rho k}{\omega} \quad (2\text{-}10)$$

2.2.2 ตัวปรับแก้ค่า Reynolds – number

สัมประสิทธิ์ α^* คือตัวปรับแก้ความหนืดเทอร์บิวเลนซ์ เมื่อการไหลมีค่า Reynolds number ต่ำ

$$\alpha^* = \alpha_\infty^* \left(\frac{\alpha_0^* + \mathrm{Re}_t/\mathrm{Re}_k}{1+\mathrm{Re}_t/\mathrm{Re}_k} \right) \quad (2\text{-}11)$$

เมื่อ $\mathrm{Re}_t = \frac{\rho k}{\mu\omega}$ (2-12)

$R_k = 6$

$\alpha_0^* = \frac{\beta_i}{3}$ และ $\beta_i = 0.072$

ในกรณีที่มีค่า Reynolds number มีค่าสูง $\alpha^* = \alpha_\infty^* = 1$

2.2.3 ผลที่เกิดจากสมการ k

เทอม G_k แสดงถึงพลังงานจลน์ที่เกิดขึ้นจากการไหลแบบปั่นป่วน เนื่องจากเกรเดียนของความเร็ว

โดย $G_k = -\rho\overline{u_i' u_j'} \frac{\partial u_j}{\partial x_i}$ (2-13)

จากสมมติฐานของ Boussinesq ซึ่งให้ไว้ว่า

$G_k = \mu_t S^2$ (2-14)

เมื่อ S คือ โมดูลัสของอัตราโดยเฉลี่ยของ Strain Tensor

$S = \sqrt{2 s_{ij} s_{ij}}$ (2-15)

2.2.4 ผลที่เกิดจาก ω

เทอม G_ω แสดงถึงพลังงานจลน์ที่เกิดขึ้นจากความเร็วเชิงมุม

โดย $G_\omega = \frac{\alpha}{\nu_t} G_t$ (2-16)

2.2.5 การจำลองในเทอมการกระจายตัว

2.2.5.1 การกระจายตัวของ k

เทอมของ Y_k แสดงถึงการกระจายตัวของพลังงานจลน์ในการไหลแบบปั่นป่วน ซึ่งเขียนสมการได้ดังนี้

$Y_k = \rho\beta^* f_{\beta^*} k\omega$ (2-17)

โดย f_β คือ Piecewise Function มีค่า = 1

2.2.5.2 การกระจายตัวของ ω

เทอมของ Y_ω แสดงถึงการกระจายตัวของ ω โดยเขียนสมการได้ดังนี้

$$Y_\omega = \rho\beta f_\beta \omega^2 \quad (2\text{-}18)$$

เมื่อ $$f_\beta = \frac{1+70X_\omega}{1+80X_\omega} \quad (2\text{-}19)$$

$$X_\omega = \left|\frac{\Omega_{ij}\Omega_{jk}S_{ki}}{\left(\beta_\infty^*\omega\right)^3}\right| \quad (2\text{-}20)$$

$$\Omega_{ij} = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) \quad (2\text{-}21)$$

2.2.6 การแก้ไขการแพร่ข้ามการไหล

ตัวแก้ไขการแพร่ข้ามการไหล เขียนสมการได้ดังนี้

$$D_\omega = 2\left(1-F_1\right)\rho\sigma_{\omega,2}\frac{1}{\omega}\frac{\partial k}{\partial x_j}\frac{\partial \omega}{\partial x_i} \quad (2\text{-}22)$$

โดย $$F_1 = \tanh\left(\Phi_1^4\right) \quad (2\text{-}23)$$

$$\Phi_1 = \min\left[\max\left(\frac{\sqrt{k}}{0.09\omega y}, \frac{500\mu}{\rho y^2\omega}\right), \frac{4\rho k}{\sigma_{\omega,2}D_\omega^+ y^2}\right] \quad (2\text{-}24)$$

$$D_\omega^2 = \max\left[2\frac{\sqrt{k}}{0.09\omega y}, \frac{500\mu}{\rho y^2\omega}\right] \quad (2\text{-}25)$$

ค่าคงที่อื่น ๆ ในการจำลองมีดังนี้

$\sigma_{k,1} = 1.176$, $\sigma_{k,2} = 1.0$, $\sigma_{\omega,1} = 2.0$, $\sigma_{\omega,2} = 1.168$

$a_1 = 0.31$, $\beta_{i,j} = 0.075$, $\beta_{i,j} = 0.0828$

2.2.7 ความเข้มของความปั่นป่วน

ความเข้มของความปั่นป่วน (I) นิยามโดยอัตราส่วนระหว่างค่ารากที่สองของกำลังสองเฉลี่ยของความเร็วในการแกว่งตัว u' (Root-Mean-Square of the Velocity Fluctuation) กับความเร็วในการไหลเฉลี่ยของของไหล $\bar{u}$

$$I = \frac{u'}{\bar{u}} = 0.16\left(\mathrm{Re}_{D_H}\right)^{\frac{-1}{8}} \qquad (2\text{-}26)$$

เมื่อ

D_H คือ เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกส์ของพื้นที่หน้าตัดการไหล

R_e คือ Reynolds number

ค่าความเข้มของความปั่นป่วนของของไหลนี้ ถ้ามีค่าต่ำกว่าร้อยละ 1 ถือว่ามีความปั่นป่วนในการไหลต่ำ ถ้ามีค่ามากกว่าร้อยละ 10 ขึ้นไปถือว่ามีค่าสูง

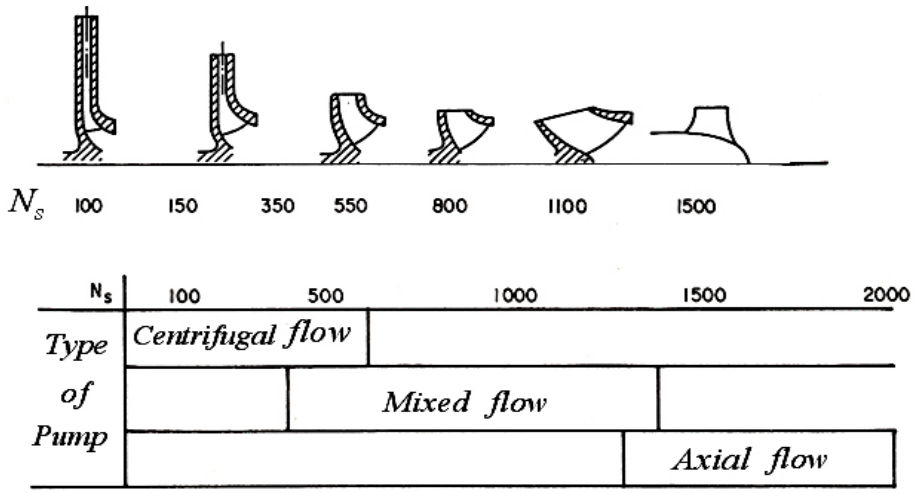
2.3 เครื่องสูบน้ำชนิดแรงเหวี่ยงหนีศูนย์

เครื่องสูบน้ำชนิดแรงเหวี่ยงหนีศูนย์เป็นเครื่องสูบน้ำที่เหมาะสมกับงานสูบประเภทที่ต้องการเฮดสูง ความเร็วจำเพาะไร้มิติมีค่าต่ำ ลักษณะโดยทั่วไปประกอบไปด้วยใบพัด (Impeller) ตัวเรือน (Casing) ทางเข้า (Nozzle) และทางออกขยายความดัน (Diffuser) ในการทำงานของเครื่องสูบน้ำนั้น เมื่อน้ำไหลเข้าที่ทางเข้าใบพัด น้ำจะถูกเร่งให้มีความเร่งสูง ซึ่งขณะนั้นจะมีความดันสถิตต่ำผ่านเข้าใบพัดซึ่งหมุนอยู่ น้ำจะถูกเหวี่ยงออกไป ตามช่องใบพัดซึ่งที่โดนใบพัดและปลายใบพัดจะมีพื้นที่ทางเข้าที่ไม่เท่ากันเนื่องจากรัศมีใบพัดเพิ่มขึ้นทำให้พื้นที่ทางเข้าน้อยกว่าพื้นที่ที่ทางออก เกิดเป็นลักษณะของช่องทางขยายความดัน ทำให้ความดันที่ทางออกมีค่ามากกว่าที่ทางเข้า โดยมีลักษณะค่อย ๆ เพิ่มขึ้นภายในใบพัด น้ำจะมีความเร็วสูงที่ทางออกใบพัด และจะเปลี่ยนพลังงานจลน์เป็นพลังงานความดัน

2.3.1 ความเร็วจำเพาะ

$$\frac{NQ^{1/2}}{(H)^{3/4}} \quad = \quad N_S \quad = \text{ค่าคงที่} \qquad (2\text{-}27)$$

โดยที่ N_S คือ ความเร็วจำเพาะ

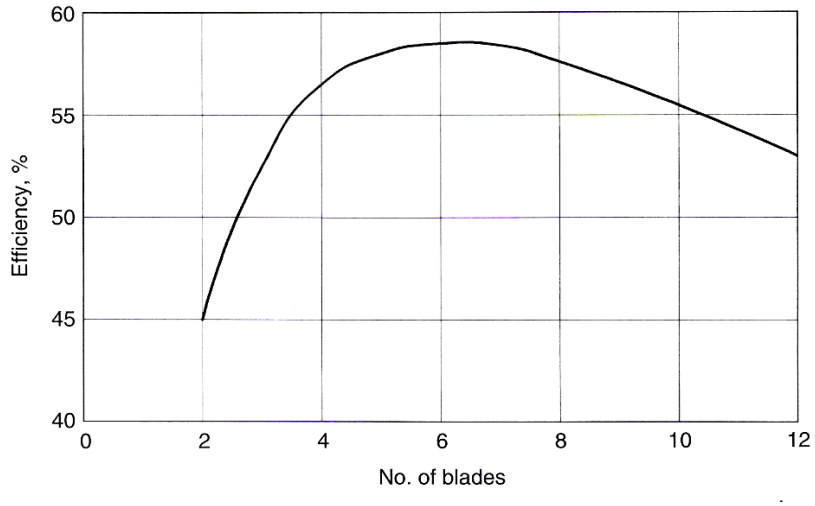


ภาพที่ 2-2 ช่วงความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วจำเพาะ และรูปแบบของใบพัดที่เหมาะสม [6]

2.3.2 หลักการออกแบบใบพัด

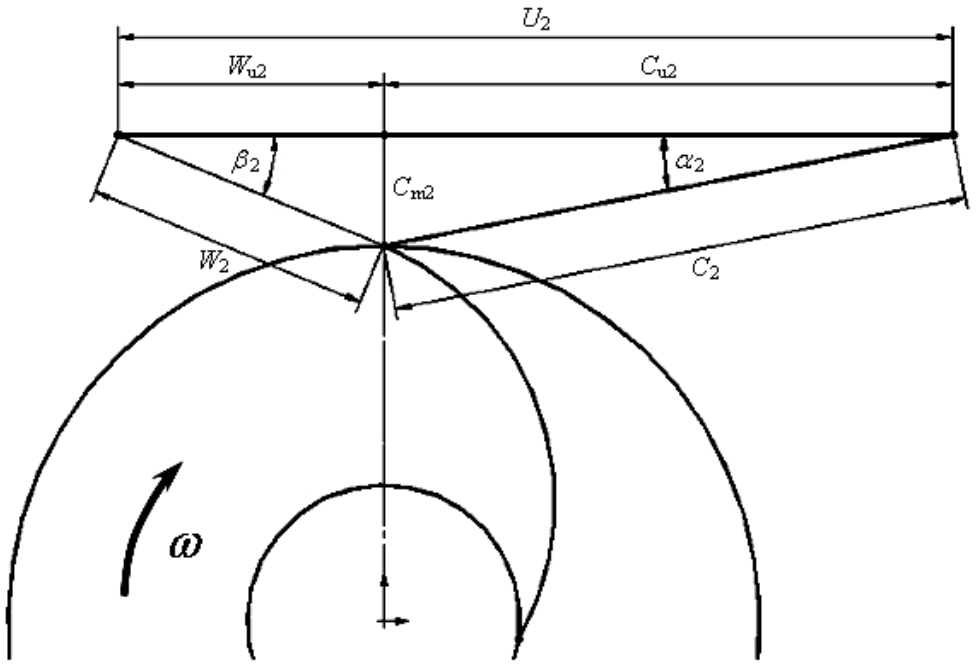
ชนิดของใบพัดที่ใช้ในการวิจัย จะใช้ใบพัดชนิดใบโค้งหลัง (Backward - Curved Blade) เนื่องจากใบพัดชนิดนี้จะให้กระแสการไหลที่ราบเรียบกว่าชนิดใบโค้งหน้า (Forward - Curved Blade) และแบบใบตรง (Radial Blade) มีโครงสร้างที่ค่อนข้างแข็งแรงกว่าใช้กำลังในการขับเคลื่อนน้อยกว่าแบบชนิดอื่น ๆ ในขณะที่ใบพัดชนิดโค้งหน้าต้องใช้กำลังมากกว่าทุก ๆ แบบ และสามารถนำมาใช้งานได้ตลอดในช่วงกระแสการไหลอย่างเต็มที่ จากจุดที่เปิดกว้างถึงจุดที่ปิดสนิท โดยทั่วไปพัดลมชนิดใบโค้งหลังมีความเร็วจำเพาะที่สูง ในทุกขนาดและทุกรูปทรง ซึ่งการกำหนดความดันที่ต้องการ จำเป็นต้องใช้ความเร็วที่สูงด้วย แต่ในทางกลับกันหมายความว่าวงล้อใบพัดทีความต้านทานต่ำต่อการเสียดสีจากอนุภาคของไหลถ้าเทียบกับใบพัดชนิดอื่น

รูปแบบในการไหลของน้ำตลอดความยาวใบพัดขึ้นอยู่กับเฮด อัตราการไหลและความเร็วรอบในการหมุนใบพัด เส้นผ่านศูนย์กลางใบพัด (D_2) มุม β_2 และจำนวนกลีบใบพัด (z) ด้วยเหตุนี้จึงทำให้มีความเป็นไปได้ในการออกแบบได้หลายแบบ แต่ทั้งนี้ก็ขึ้นอยู่กับว่าแบบใดจะให้ประสิทธิภาพสูง และมีราคาในการผลิตต่ำ จากภาพที่ 2-3 จะพบว่าใบพัด 6 กลีบจะทำให้ประสิทธิภาพมีค่าสูงสุดในขณะที่ตัวแปรต่างๆ มีค่าเท่าเดิม

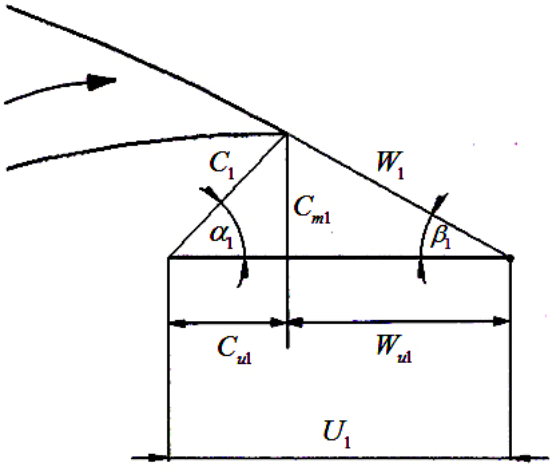


ภาพที่ 2-3 ความสัมพันธ์ระหว่างจำนวนกลีบใบพัดที่มีผลต่อประสิทธิภาพ [7]

2.3.2.1 องค์ประกอบความเร็วในใบพัดแรงเหวี่ยงหนีศูนย์



ภาพที่ 2-4 องค์ประกอบเวกเตอร์ความเร็วที่ทางออกของใบพัดแรงเหวี่ยงหนีศูนย์แบบโค้งหลัง



ภาพที่ 2-5 องค์ประกอบเวกเตอร์ความเร็วที่ทางเข้าของใบพัดแรงเหวี่ยงหนีศูนย์แบบโค้งหลัง

จากภาพที่ 2-4 และ 2-5 จะประกอบไปด้วยสามเหลี่ยมขององค์ประกอบเวกเตอร์ความเร็วที่ตำแหน่งทางเข้าและทางออกใบพัด ที่ทางเข้ามีรัศมีวงใน R_1 และรัศมีที่ทางออก R_2 อนุภาคของน้ำจะไหลผ่านขอบใบพัดซึ่งทำมุม β_1 โดยวัดจากระนาบเส้นสัมผัสวงไปจนถึงปลายใบพัดซึ่งทำมุม β_2 กับระนาบเส้นสัมผัสวงเช่นเดียวกัน น้ำที่ทางเข้านี้จะมีความเร็วสัมบูรณ์ C_1 และทำมุม α_1 กับความเร็วในแนวเส้นสัมผัสโค้ง U_1 และ U_2 มีค่าเท่ากับ ωR_1 และ ωR_2 โดยที่ ω คือ ความเร็วเชิงมุมในการหมุนของใบพัด ซึ่งเป็นผลให้เกิดความเร็วสัมพัทธ์ของการไหลที่ใบพัด W_1 ซึ่งทำมุม β_1 กับแนวเส้นสัมผัสโค้งรัศมีนอก ในทำนองเดียวกันที่ทางออกใบพัด ก็มีเวกเตอร์องค์ประกอบความเร็วสัมบูรณ์ C_2 ทำมุม α_2 กับเส้นสัมผัสโค้งรัศมีนอก เวกเตอร์ความเร็วในแนวเส้นสัมผัสที่ทางออก U_2 และเวกเตอร์ความเร็วสัมพัทธ์ W_2 ซึ่งทำมุม β_2 กับแนวเส้นสัมผัสโค้งรัศมีนอก จะเห็นได้ว่ามุมใบพัดที่ทางเข้าและทางออกมีค่าไม่เท่ากันกับมุมของความเร็วสัมพัทธ์ที่ทางเข้าและทางออก

จากสมการเครื่องสูบน้ำของ Euler สามารถแสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวแปรองค์ประกอบเวกเตอร์จากสามเหลี่ยมความเร็วได้ดังนี้

$$U_1 = \frac{\pi D_1 N}{60} \tag{2-28}$$

$$U_2 = \frac{\pi D_2 N}{60} \tag{2-29}$$

$$C_{u1} = U_1 - W_{u1} \tag{2-30}$$

$$C_{u2} = U_2 - W_{u2} \quad (2\text{-}31)$$

$$W_{u1} = \frac{C_{m1}}{\tan \beta_1} \quad (2\text{-}32)$$

$$W_{u2} = \frac{C_{m2}}{\tan \beta_2} \quad (2\text{-}33)$$

$$W_{u1} = W_1 \cos \beta_1 \quad (2\text{-}34)$$

$$W_{u2} = W_2 \cos \beta_2 \quad (2\text{-}35)$$

$$C_{u1} = C_1 \cos \alpha_1 \quad (2\text{-}36)$$

$$C_{u2} = C_2 \cos \alpha_2 \quad (2\text{-}37)$$

$$\tan \alpha_1 = \frac{C_{m1}}{C_{u1}} \quad (2\text{-}38)$$

$$\tan \alpha_2 = \frac{C_{m2}}{C_{u2}} \quad (2\text{-}39)$$

2.3.2.2 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราความเร็วในแนวรัศมี,เส้นผ่านศูนย์กลางที่ทางเข้าและความเร็วจำเพาะของเครื่องสูบน้ำ

อัตราความเร็วในแนวรัศมีสามารถคำนวณได้จาก

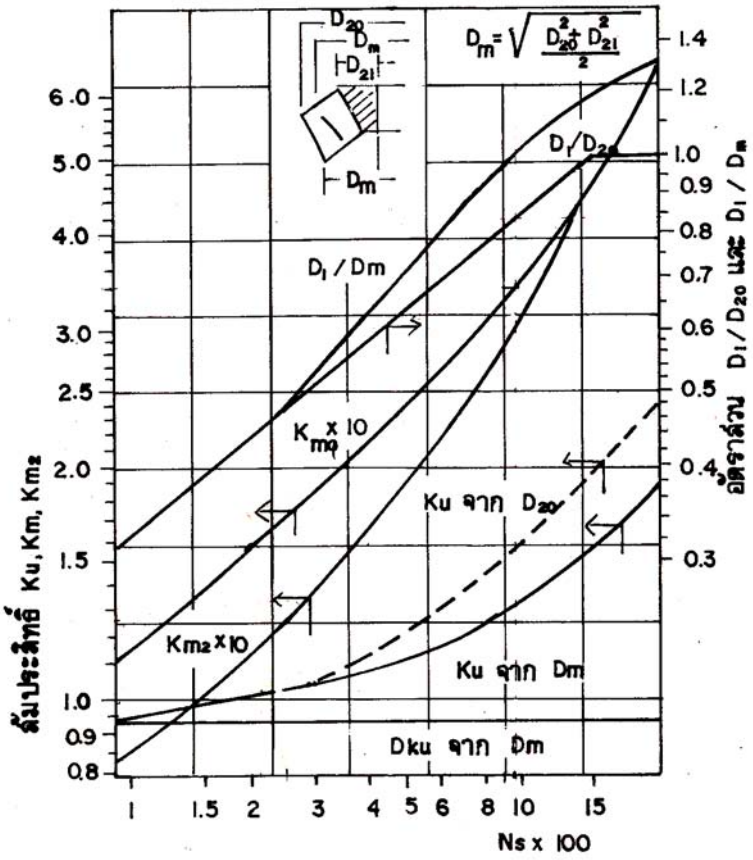
$$C_{m1} = K_{m1}\sqrt{2gH} \quad (2\text{-}40)$$

$$C_{m2} = K_{m2}\sqrt{2gH} \quad (2\text{-}41)$$

เมื่อ K_{m1} และ K_{m2} คือ สัมประสิทธิ์ความเร็ว

C_{m1} และ C_{m2} คือ อัตราเร็วในแนวรัศมี

ค่าของ K_{m1} และ K_{m2} ได้จากความสัมพันธ์ที่ขึ้นอยู่กับความเร็วจำเพาะโดย Stepanoff [8] ได้ทำการทดลอง โดยทำให้อยู่ในรูปของแผนภูมิกราฟ ซึ่งสามารถนำไปใช้กับหน่วยระบบใดก็ได้



ภาพที่ 2-6 ความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วจำเพาะ อัตราส่วนความเร็วและค่าสัมประสิทธิต่างๆ ที่ใช้ในการออกแบบใบพัด [6]

2.3.2.3 หลักการออกแบบเส้นโค้งใบพัดแบบโค้งเดี่ยว (Single Arc)

ก) วาดวงกลมขอบทางเข้า d_1 และขอบทางออก d_2

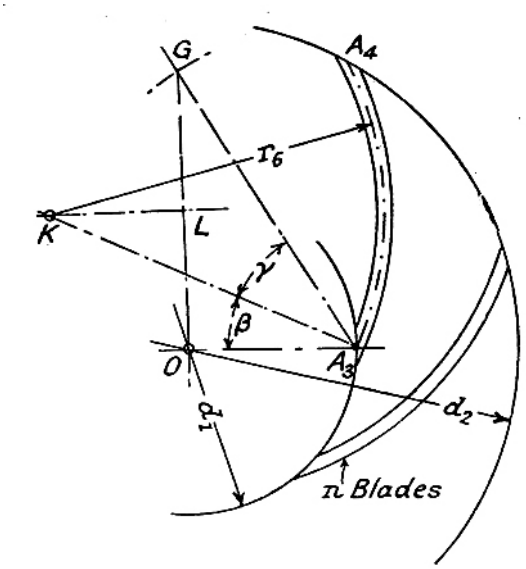
ข) วาดเส้นรัศมีไปตัดกับวงกลมขอบทางเข้าแล้วกำหนดให้เป็นจุด A_3

ค) วาดเส้นตรง KA_3 โดยให้ทำมุมกับเส้นตรง OA_3 เป็นมุม β

ง) วาดเส้นตรง OG ตั้งฉากในแนวดิ่งแล้ววาดเส้นตรง A_3G ไปตัดกันโดยให้มีมุม KA_3G เป็นมุม γ โดยกำหนดให้ ระยะ A_3G มีค่าเท่ากับรัศมีของวงเส้นขอบทางออก $(d_2/2)$

จ) วาดเส้น KL ตัดกับเส้น OG ให้ทำมุมตั้งฉากกัน

ฉ) วาดเส้นโค้งรัศมี r_6 โดยให้จุด K เป็นจุดศูนย์กลางรัศมี ความโค้งไปตัดกับวงกลมขอบนอกใบพัดโดยกำหนดให้เป็นจุด A_4 และเส้นโค้งที่ได้จะเป็นเส้นกึ่งกลางความหนาของใบพัดแบบโค้งเดี่ยว



ภาพที่ 2-7 วิธีการเขียนแบบใบพัดโค้งหลังแบบโค้งเดี่ยว (Single Arc) [9]

2.3.2.4 หลักการออกแบบโค้งใบพัดแบบโค้ง 2 รัศมี (Double Arc)

ก) วาดวงกลมขอบทางเข้า d_1 และขอบทางออก d_2

ข) วาดเส้นตรงจากจุดศูนย์กลางวงกลม O ไปตัดกับวงกลมขอบใน จะได้รัศมี OA

ค) วาดเส้นตรง AC โดยให้ทำมุม β กับเส้นตรง OA

ง) วาดเส้นตรงจากจุด O ไปตัดกับเส้นตรง AC แล้วกำหนดให้เป็นจุด D จะได้เส้นตรง OD

จ) หาตำแหน่งโคนใบของกลีบใบถัดมาด้านหลังโดยวัดมุมจากเส้นตรง OA มาทางซ้ายเป็นระยะมุมเท่ากับ 360 / จำนวนกลีบใบพัด ในที่นี้ใบพัด 6 กลีบจะได้ 60 องศา แล้วกำหนดให้เป็นจุด B

ฉ) ให้จุด C เป็นจุดศูนย์กลางเส้นโค้ง วาดเส้นโค้งเริ่มจากจุด A จะได้เส้นโค้งที่มีระยะรัศมี r_3

ช) วาดเส้นตรงเริ่มจากจุด D ผ่านจุด B ไปตัดกับเส้นโค้งรัศมี r_3 กำหนดให้เป็นจุด A_1 จะได้เส้นโค้ง AA_1 และจุด A_1 จะเป็นจุดเริ่มเปลี่ยนรัศมีความโค้งของเส้นโค้งถัดไป

ซ) วาดส่วนโค้งส่วนแรกและกำหนดให้กลีบใบพัดมีความหนา t ทั้ง 2 กลีบและจะได้ระยะ $l_1 = \left[2\pi(OD)\right]/n$

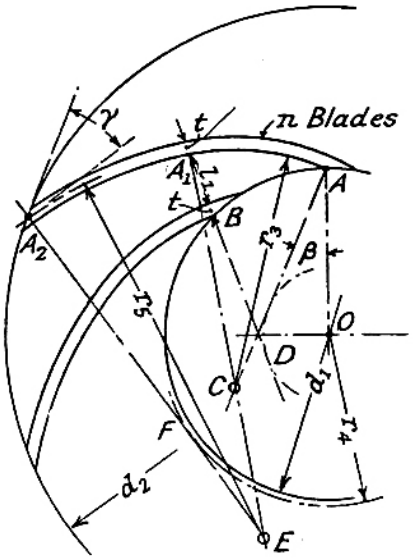
ฌ) ในการวาดรัศมีโค้งที่ 2 นั้นจะมีมุมที่ทางออกใบพัด γ บังคับอยู่ กำหนดให้ O เป็นจุดศูนย์กลางเส้นโค้ง วาดเส้นโค้ง r_4 ซึ่งมีค่าเท่ากับ $\left(d_2 \sin\gamma\right)/2$

ญ) วาดเส้นตรงจากต่อจากแนวเส้นตรง A_1C ลงมาด้านล่างแล้วลากเส้นตรงสัมผัสเส้นโค้งรัศมี r_4 ที่จุด F ให้ตัดกับเส้นตรงที่ลากต่อมาจากจุด C แล้วกำหนดให้เป็นจุด E

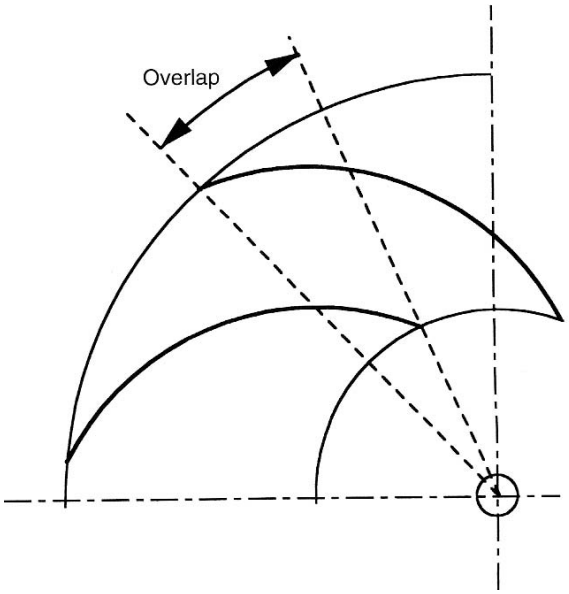
ฎ) ให้จุด E เป็นจุดศูนย์กลางเส้นโค้ง วาดเส้นโค้งจากจุดกึ่งกลางความหนาของใบพัด $r_3 + \left(t/2\right)$ เริ่มจากจุด A_1 ไปยัง A_2 โดยที่ A_2 มีเงื่อนไขของมุมที่ทางออก γ บังคับอยู่

ฏ) มุม β ที่ได้กำหนดไว้แต่แรกจะเปลี่ยนค่าไปต้องทำการ Trial and Error เพื่อให้ได้ค่ามุมทางเข้าที่เหมาะสมต่อไป

ในการหาค่ามุมทั้ง Single Arc และ Double Arc นั้นจะกำหนดมุมใบพัดที่เหมาะสมที่สุดที่ทางออกใบพัดคือ 22.5^0 ซึ่งในการเขียนเส้นโค้งใบพัดจะทำให้มุมที่ทางเข้าสามารถเปลี่ยนแปลงค่าได้ดังนั้นจึงต้องมีหลักการทับซ้อนของใบพัดเป็นตัวบ่งชี้ โดย Turton [10] ได้ให้หลักการว่ามุมทับซ้อนของกลีบใบพัดใบใกล้เคียงกันเมื่อมีค่า 45^0 หรือมีค่าใกล้เคียงจะทำให้การไหลของน้ำภายในใบพัดมีความราบเรียบมากที่สุด



ภาพที่ 2-8 วิธีการเขียนแบบใบพัดโค้งหลังแบบโค้ง 2 รัศมี (Double Arc) [9]



ภาพที่ 2-9 ภาพมุมทับซ้อน (Overlap) ของกลีบใบพัด [10]

2.3.2.5 ความกว้างของใบพัดในระนาบด้านข้างที่ทางออก

ความกว้างของใบพัดในระนาบด้านข้างที่ทางออกสามารถคำนวณได้จากสมการ

$$b_2 = \frac{Q/60}{C_{m2}\pi D_2} \times \frac{t_2}{t_2 - S_u} \quad (2\text{-}42)$$

โดยที่เทอมของ $\frac{t_2}{t_2 - S_u}$ คือผลกระทบจากความหนาของใบพัดซึ่งสามารถคำนวณค่า t_2 ได้ดังสมการ

$$t_2 = \frac{\pi D_2}{Z} \quad (2\text{-}43)$$

และ

$$S_u = S_2 \cos ec\beta_2 \quad (2\text{-}44)$$

เมื่อ

b_2 คือ ความกว้างของใบพัดในระนาบด้านข้างที่ทางออกใบพัด

Q คือ อัตราการไหล

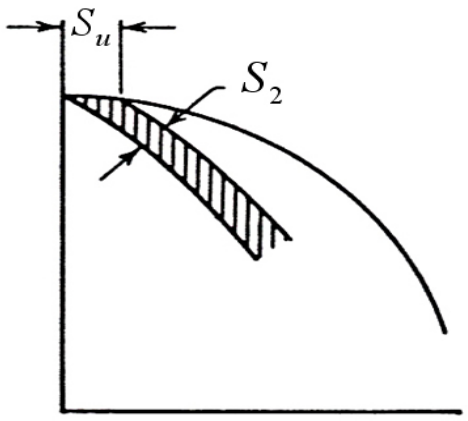
C_{m2} คือ ความเร็วในการไหลในระนาบเมอริเดียนที่ทางออกใบพัด

D_2 คือ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางใบพัดที่ทางออกใบพัด

S_2 คือ ความหนาของกลีบใบพัด

S_u คือ ความหนาของกลีบใบพัดในแนวเส้นรอบวงที่ปลายใบพัด

Z คือ จำนวนกลีบใบพัด



ภาพที่ 2-10 ความหนาของกลีบใบพัด [6]

2.3.2.6 ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของเพลาและดุมใบพัด

ในการออกแบบขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของเพลาและดุมใบพัดจะต้องคำนึงถึงความแข็งแรงของเพลาในการใช้งานว่าสามารถทนทานต่อการหมุนเพียงพอหรือไม่ และต้องเผื่อระยะในการยึดเพลากับดุมใบพัดด้วยร่องลิ่ม ซึ่งการคำนวณรัศมีเพลานั้นเป็นไปตามสมการ (2-45)

$$\tau = \frac{2T}{\pi r^3} \quad (2\text{-}45)$$

เมื่อ T คือ แรงบิดเพลา

r คือ รัศมีเพลา

τ คือ ความเค้นเฉือนของเพลา โดยที่เพลาของเครื่องสูบน้ำ multistage นั้น Dickmas [1] แนะนำให้ใช้ค่า τ = 30% ของค่า σ_y ของวัสดุที่ใช้ทำเพลา

2.4 ช่องทางขยายความดัน

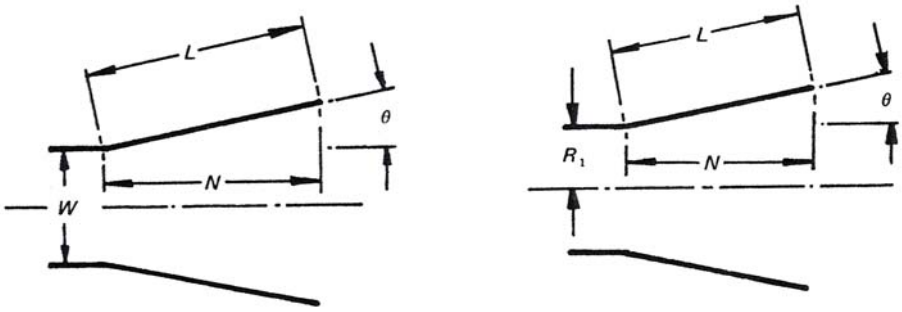
ช่องทางขยายความดันเป็นช่องทางไหลที่มีพื้นที่หน้าตัดต่างกัน ทำหน้าที่ลดความเร็วเพื่อเปลี่ยนแปลงพลังจลน์ จากความเร็วไปเป็นความดันสถิตย์ หรืออีกนัยหนึ่งคือ ลดความดันไดนามิกส์ ในเครื่องสูบน้ำนั้นการออกแบบช่องทางขยายความดันถือเป็นส่วนที่สำคัญส่วนหนึ่งที่จะช่วยเพิ่มเฮดในแต่ละชิ้นของเครื่องสูบน้ำแม้จะมีระยะสั้น ๆ ในการไหลก็ตาม ในเครื่องสูบน้ำหลายชั้นช่องทางขยายความดันจะต่อจากทางออกใบพัดชุดล่าง แล้วเลี้ยวสู่ด้านบนหลังใบพัดชุดล่าง เพื่อเข้าสู่ทางเข้าใบพัดของชุดถัดไป ช่องทางนี้จะมีลักษณะที่คดเคี้ยว ซึ่งจะมี

ผลกระทบตามมาคือการไหลปั่นป่วนที่บริเวณจุดเปลี่ยนโค้งอย่างฉับพลัน เนื่องจากการแยกตัวของของไหล เนื่องจากของไหลมีโมเมนตัมสูง โดยปกติแล้วอัตราส่วนพื้นที่ของทางเข้าและทางออก ช่องทางขยายความดันที่เหมาะสมจะต้องมีมุมลู่ออกที่ทำให้สูญเสียความดันตกคร่อมช่องทางขยายความดันต่ำที่สุด ซึ่งโดยทั่วไปมีค่าอยู่ระหว่าง 7 องศา ถึง 12 องศา

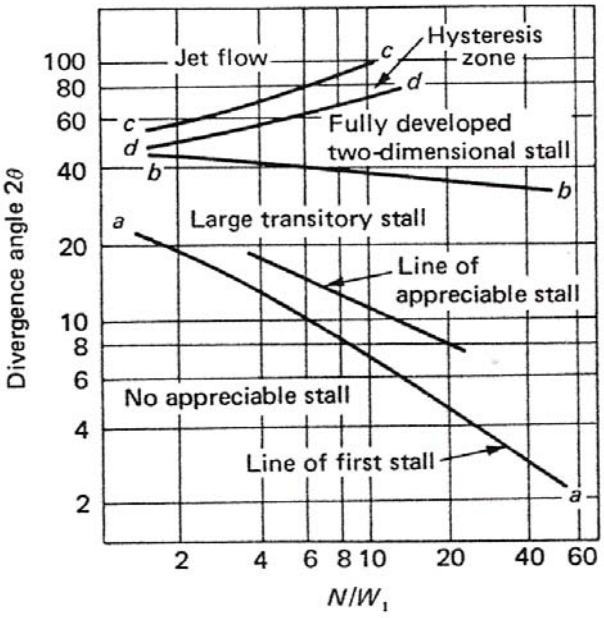
รูปทรงของช่องทางขยายความดันนั้นมีความสัมพันธ์ขึ้นอยู่กับตัวแปร 3 ชนิด ซึ่งแสดงอยู่ในรูปความสัมพันธ์ของ อัตราส่วนพื้นที่ (AR) ในระนาบ 2 มิติ

$$AR = 1 + 2\frac{L}{W_1}\sin\theta \tag{2-46}$$

ตัวแปรที่เกี่ยวข้องคือความยาวผนัง (L) หรือความยาวของเส้นศูนย์กลางช่องทางขยายความดัน (N) ความกว้างของทางเข้า (W_1) และมุมลู่ออก (θ)

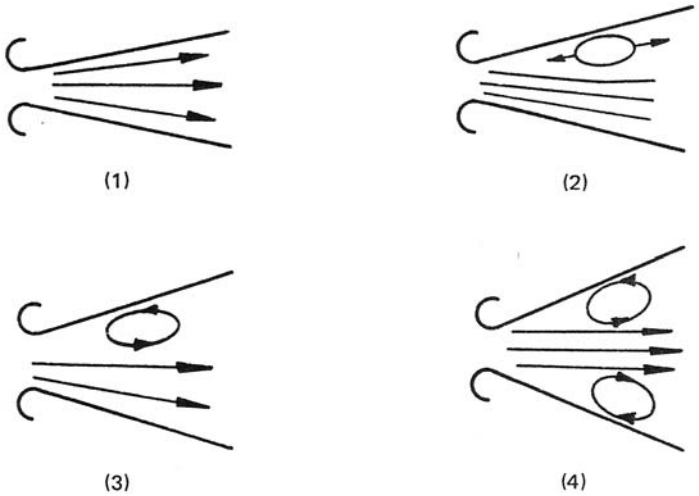


ภาพที่ 2-11 ตัวแปรต่างๆ ที่เกี่ยวข้องในการออกแบบช่องทางขยายความดัน [11]



ภาพที่ 2-12 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนความกว้างและความยาวช่องทางขยายขนาด กับมุมลู่ช่องทางขยายความดัน [11]

จากการทดลองของ Kline และคณะได้ปรับเปลี่ยนมุมลู่ออก ของช่องทางไหลเริ่มจากศูนย์องศา และกว้างขึ้นตามลำดับ ผลปรากฏว่าแบ่งรูปแบบการไหลได้ 4 ลักษณะดังนี้



ภาพที่ 2-13 รูปแบบการไหล 4 ลักษณะในช่องทางขยายความดัน [11]

จากภาพที่ 2-13(1) รูปแบบนี้จะไม่เกิดการแยกตัวที่ผิวของช่องทางขยายความดัน ทำให้ไม่เกิดการไหลปั่นป่วน การไหลราบรื่น ซึ่งเหมาะสมที่สุด จากภาพที่ 2-13(2) จะเกิดการแยกตัวที่ผิวช่องทางขยายความดันข้างใดข้างหนึ่ง ทำให้เกิดการไหลวนกั้นการไหลไว้แต่จะที่เกิดการไหลวนแบบกระแทกเป็นช่วง ๆ อาจทำให้ใบพัดของชั้นถัด ๆ ไปเสียหายได้ และยังส่งผลกระทบต่อรูปแบบการไหลในใบพัดทำให้ไม่ราบรื่น จากภาพที่ 2-13(3) ลักษณะนี้เป็นการไหลวนแบบถาวรที่ผิวช่องทางขยายความดันข้างใดข้างหนึ่งทำให้เกิดการกั้นการไหล การไหลจะไหลได้ไม่เต็มประสิทธิภาพ ส่วนภาพที่ 2-13(4) ลักษณะนี้มีการไหลวนกั้นการไหลที่ผิวทั้ง 2 ข้างของช่องทางขยายความดัน ทำให้ของไหลไหลได้เฉพาะตรงกลางมีลักษณะเป็นลำเจ็ท ซึ่งจะเกิดเมื่อช่องทางขยายความดันมีลักษณะบานกว้างมาก ๆ

2.4.1 ผลกระทบของการไหลที่ทางเข้าที่มีผลต่อสมรรถนะของช่องทางขยายความดัน

การไหลที่ทางเข้าช่องทางขยายความดันนั้นมีผลกระทบต่อรูปแบบการไหลในช่องทางขยายความดัน เป็นอย่างมาก ซึ่งตัวแปรสำคัญ ๆ นั้น มีอยู่ 5 ตัวแปร ที่สัมพันธ์เกี่ยวข้องกับการไหลในช่องทางขยายความดัน

2.4.1.1 Reynolds Number

มีผลอย่างมากเมื่อชั้นการไหลไม่ fully Developed เมื่อเพิ่มค่า Reynolds Number จะทำให้ความหนาชั้น Boundary Layer ที่ทางเข้าลดลงและเมื่อ Reynolds Number มีค่ามากกว่า 8×10^4 ที่ทางเข้าช่องทางขยายความดันสมรรถนะและรูปแบบการไหลจะอิสระไม่ขึ้นอยู่กับ Reynolds Number

2.4.1.2 Mach Number

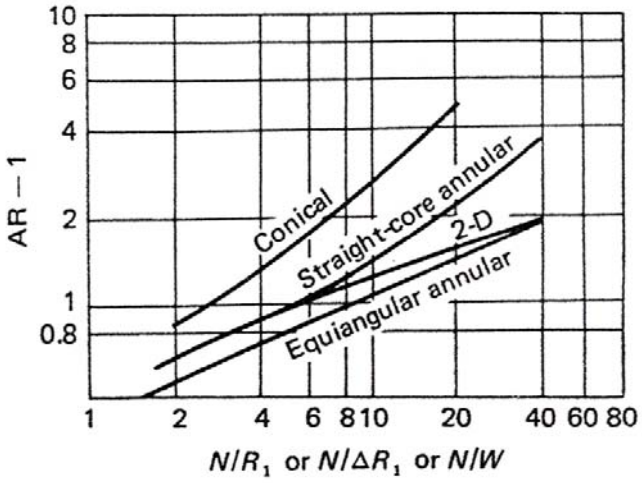
ถ้ามีค่าตัวเลขมัคต่ำกว่า 0.25 จะไม่มีผลต่อการเพิ่มความดันในช่องทางขยายความดันเท่าใดนัก แต่ถ้ามีค่าสูงกว่า 0.6 เกรเดียนความดันที่ใกล้กับทางเข้าช่องทางขยายความดันจะมากเกินไป และสมรรถนะจะเริ่มลดลงเพราะการไหลจะเพิ่มมากขึ้น

2.4.1.3 Turbulence

การไหลแบบปั่นป่วนจะมีผลกระทบโดยตรงกับรูปแบบการไหลในช่องทางขยายความดัน เนื่องจากเป็นสาเหตุหนึ่งที่ทำให้ของไหลเกิดการแยกตัวและเกิดการไหลวน (Stall) กั้นการไหลไว้ และเมื่อมุมช่องทางขยายความดันยิ่งกว้างออกจะทำให้เกิดการไหลวนอย่างสมบูรณ์แบบ

2.4.1.4 Swirl Flow

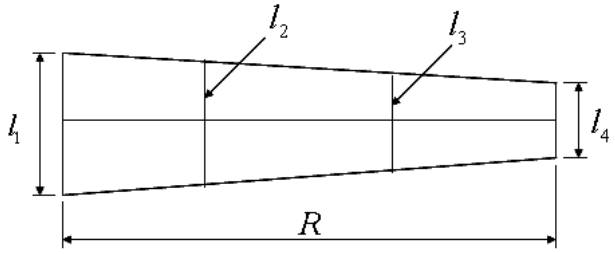
โดยทั่วไปแล้วการไหลแบบหมุนควงจะทำให้เกิดผลเสียต่อรูปแบบการไหลและสมรรถนะของช่องทางขยายความดัน วิธีแก้ไขก็คือ เพิ่มความลาดชันของมุมลู่ออกแต่ถ้ามากเกินไปก็จะทำให้เกิดจุดแยกตัว



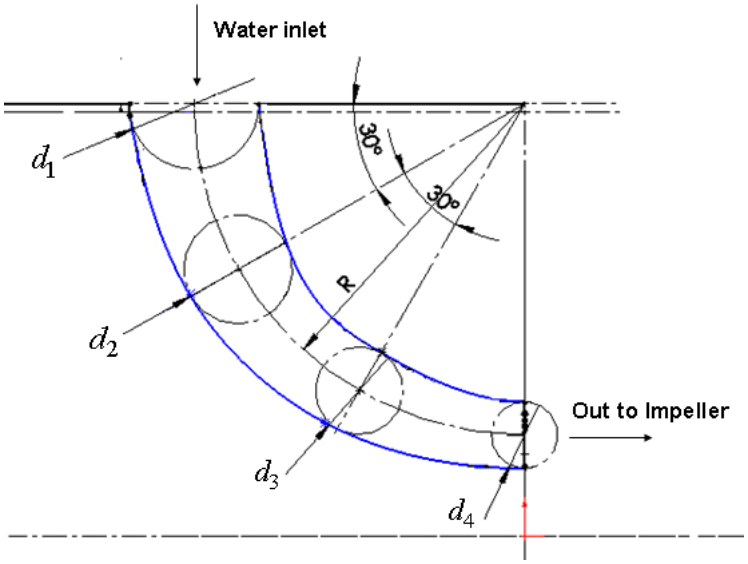
ภาพที่ 2-14 แผนภูมิแสดงการเปรียบเทียบค่าการเริ่มเกิดการไหลวนในช่องทางขยายความดันชนิดต่าง ๆ [11]

2.5 การออกแบบช่องทางเข้า

ในการออกแบบช่องทางน้ำไหลเข้าจะต้องออกแบบให้มีลักษณะเป็นช่องทางรีดเข้า เพื่อเป็นการเพิ่มความเร็วของน้ำและเรียงกระแสการไหลก่อนเข้าสู่ใบพัดให้มีความเป็นระเบียบมากขึ้น หลักการในการออกแบบนั้นจะคล้ายคลึงกับช่องทางขยายความดันกล่าวคือ มุมของช่องทางการไหลต้องมีค่าอยู่ในช่วง $7^0 - 12^0$ จากนั้นจึงประยุกต์ใช้วิธีทางเรขาคณิตในการเขียนแบบ โดยจากการออกแบบใบพัดจะสามารถทราบค่าเส้นผ่านศูนย์กลางที่ทางเข้าใบพัดแล้วจึงวัดมุมซึ่งลู่ออกให้มีค่าครึ่งหนึ่งของมุมที่ต้องการแล้วทำการแบ่ง section เพื่อที่จะหาระยะ section แต่ละช่วง l_1, l_2, l_3 และ l_4 เพื่อที่จะนำไปวาดวงกลมที่มีรัศมี d_1, d_2, d_3 และ d_4 แล้วแปลงเส้นโค้งช่องทางไหลเข้าดังภาพที่ 2-15 และ 2-16 ต่อไป



ภาพที่ 2-15 การกำหนดระยะต่าง ๆ ในช่องทางไหลในแนวตรง



ภาพที่ 2-16 การกำหนดระยะต่างๆ ในช่องทางไหลเมื่อแปลงจากแนวตรงเป็นแนวโค้ง

บทที่ 3
การคำนวณและออกแบบ

ในส่วนของการคำนวณและการออกแบบได้แบ่งออกเป็น 3 ส่วน ได้แก่ การออกแบบใบพัด, การออกแบบช่องทางขยายความดัน และการออกแบบช่องทางไหลเข้า

3.1 การคำนวณออกแบบใบพัด

ขั้นตอนแรกของการออกแบบจะต้องกำหนดเฮดและอัตราการไหลที่ต้องการ เนื่องจากต้องการเฮดรวม 30 เมตร ซึ่งมีทั้งหมด 5 ชั้น ดังนั้นเฮด ต่อ 1 ชั้น มีค่า 30 / 5 = 6 เมตร ขั้นต่อมากำหนดอัตราการไหลที่ต้องการคือ 5 ลูกบาศก์เมตร / ชั่วโมง และความเร็วรอบในการหมุนใบพัด มอเตอร์ที่ใช้มีจำนวน 2 ขั้ว ขนาด 746 W (1 HP) 50 Hz ความเร็วรอบในการหมุนจะมีค่า 2,850 rpm. ดังนั้นเงื่อนไขเริ่มต้นในการออกแบบคือ

H / Stage = 6 m

Q = 5 m^3/h = 0.0833 m^3/min

N = 2,850 rpm

ขั้นตอนต่อไปทำการตรวจสอบช่วงลักษณะรูปแบบของใบพัดว่ามีลักษณะใดโดยตรวจสอบได้จากค่าของความเร็วจำเพาะ

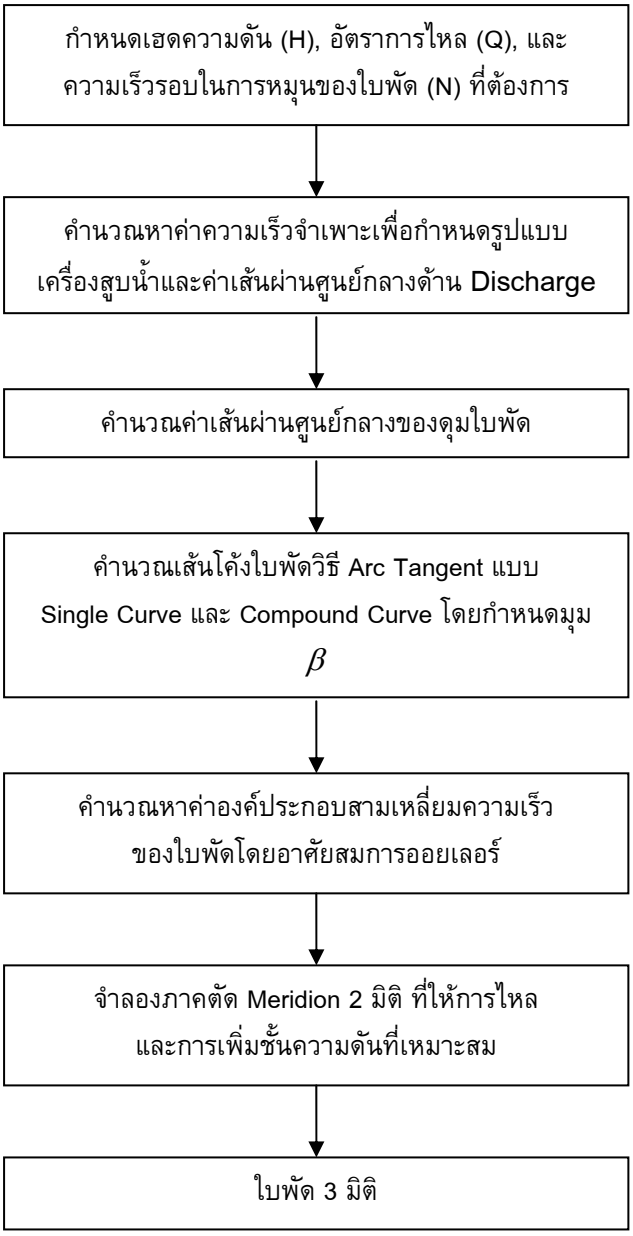
จากสมการที่ 2-27

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

$$= \frac{(2,850)\times(5/60)^{1/2}}{(6)^{3/4}}$$

$$N_s = 214.605$$

จากภาพที่ 2-2 พบว่าค่า N_s อยู่ในช่วงลักษณะใบพัดชนิดแรงเหวี่ยงหนีศูนย์



ภาพที่ 3-1 แผนภูมิการออกแบบใบพัด

3.1.1 การคำนวณองค์ประกอบความเร็วที่ตำแหน่งทางออก

จากภาพที่ 2-6 หาค่า K_u จากความสัมพันธ์ระหว่าง ความเร็วจำเพาะ และเส้นโค้ง K_u based on D_2 ที่มุม β_2 = 22.5°

N_s = 214.605

$N_s \times 100$ = 2.14605

นำค่า N_s นี้ไปใช้กับภาพที่ 2-6 จะได้ค่า K_u = 1

$$U_2 = K_u\sqrt{2gH}$$

$$= (1)\times\sqrt{(2\times 9.81\times 6)}$$

$$U_2 = 10.85 \text{ m/s}$$

คำนวณเส้นผ่านศูนย์กลางรัศมีใบพัดด้านทางออก (D_2)

$$U_2 = \frac{\pi D_2 N}{60}$$

$$D_2 = \frac{60U_2}{\pi N}$$

$$D_2 = \frac{(60\times 10.85)}{(\pi\times 2850)}$$

$$D_2 = 0.072 \text{ m.}$$

$$D_2 = 72 \text{ mm.}$$

เส้นผ่านศูนย์กลางรัศมีใบพัดด้านทางเข้า (D_1)

จากภาพที่ 2-6 หาค่า อัตราส่วน D_1 / D_{20} ที่มุม β_2 = 22.5° ซึ่งในใบพัดแบบแรงเหวี่ยงหนีศูนย์ $D_2 - D_{20}$

ได้ค่า $\frac{D_1}{D_{20}} = \frac{D_1}{D_2} = 0.44$

$$\frac{D_1}{72} = 0.44$$

$$D_1 = 31.68 \text{ mm.}$$

จากสมการที่ 2-41 ความเร็วเชิงรัศมีที่ทางออก

$$C_{m2} = K_{m2}\sqrt{2gH}$$

จากภาพที่ 2-6 คำนวณค่า K_{m2} จากความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วจำเพาะและเส้นโค้ง $K_{m2} \times 10$

ได้ค่า $K_{m2} \times 10 = 1.15$

$$K_{m2} = \frac{1.15}{10}$$

$$K_{m2} = 0.115$$

ดังนั้น $$C_{m2} = (0.115) \times \sqrt{(2 \times 9.81 \times 6)}$$

$$C_{m2} = 1.247 \text{ m/s}$$

มุม $\beta_2 = 22.5^{\circ}$

$$C_{u2} = U_2 - W_{u2}$$

$$= U_2 - \frac{C_{m2}}{\tan \beta_2}$$

$$= 10.85 - \left(\frac{1.247}{\tan 22.5^{\circ}} \right)$$

$$C_{u2} = 7.84 \text{ m/s}$$

$$W_{u2} = W_2 \cos \beta_2$$

$$W_2 = \frac{W_{u2}}{\cos \beta_2}$$

$$= \frac{U_2 - C_{u2}}{\cos\beta_2}$$

$$W_2 = \frac{10.85 - 7.84}{\cos 22.5^{o}}$$

$$W_2 = 3.258 \text{ m/s}$$

จาก $\tan\alpha_2 = \frac{C_{m2}}{C_{u2}}$

$$\tan\alpha_2 = \frac{1.247}{7.84}$$

$$\alpha_2 = \tan^{-1}(1.247/7.84)$$

$$\alpha_2 = 9.03^{o}$$

$$W_{u2} = U_2 - C_{u2}$$

$$= 10.85 - 7.84$$

$$W_{u2} = 3.01 \text{ m/s}$$

$$C_{u2} = C_2\cos\alpha_2$$

$$C_2 = \frac{C_{u2}}{\cos\alpha_2}$$

$$C_2 = \frac{7.84}{\cos 9.03^{o}}$$

$$C_2 = 7.938 \text{ m/s}$$

สรุปค่าต่าง ๆ ขององค์ประกอบเวกเตอร์ที่ทางออกได้ดังนี้

U_2 = 10.85 m/s

C_2 = 7.938 m/s

W_2 = 3.258 m/s

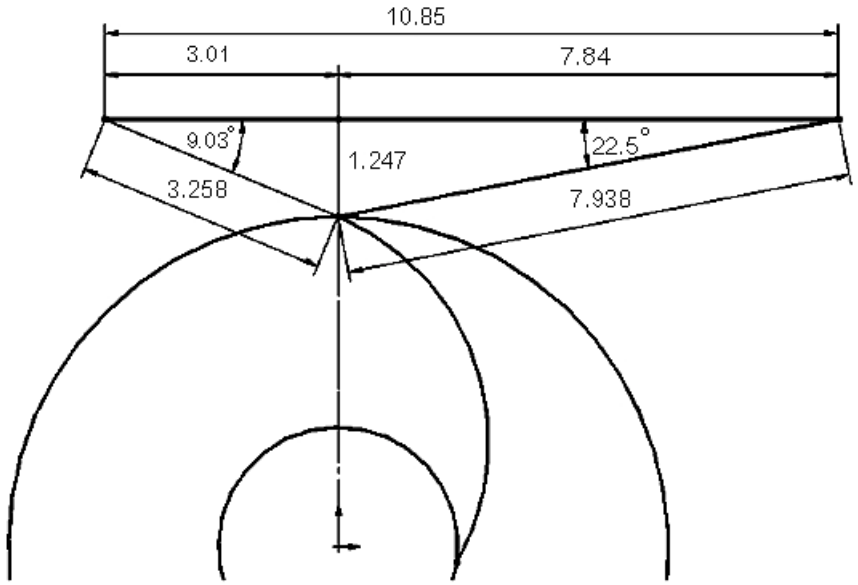
C_{m2} = 1.247 m/s

C_{u2} = 7.84 m/s

W_{u2} = 3.01 m/s

α_2 = 9.03°

β_2 = 22.5°



ภาพที่ 3-2 ขนาดองค์ประกอบเวกเตอร์ความเร็วที่ทางออกของใบพัดที่ได้จากการคำนวณ

3.1.2 การคำนวณความกว้างของใบพัดในระนาบด้านข้างที่ทางออก

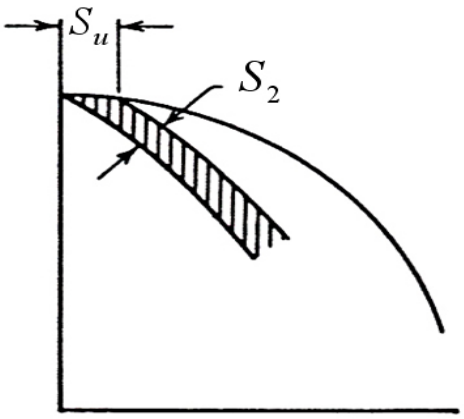
ผลกระทบความหนาของกลีบใบพัด = $\frac{t_2}{t_2 - S_{u2}}$

t_2 = $\frac{\pi D_2}{Z}$

$$= \frac{\pi(72)}{6}$$

t_2 = 37.7 mm.

S_2 = ความหนาของกลีบใบพัด = 1 mm.



ภาพที่ 3-3 ความหนาของกลีบใบพัด [1]

จาก $S_u = S_2 \cos ec\beta_2$

$$= \frac{S_2}{\sin \beta_2}$$

$$= \frac{1}{\sin 22.5^{o}}$$

S_u = 2.613 mm.

$$\therefore \text{ผลกระทบความหนากลีบใบพัด} = \left(\frac{37.7}{37.7 - 2.613} \right)$$

= 1.0745

ความกว้างที่ทางออก

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

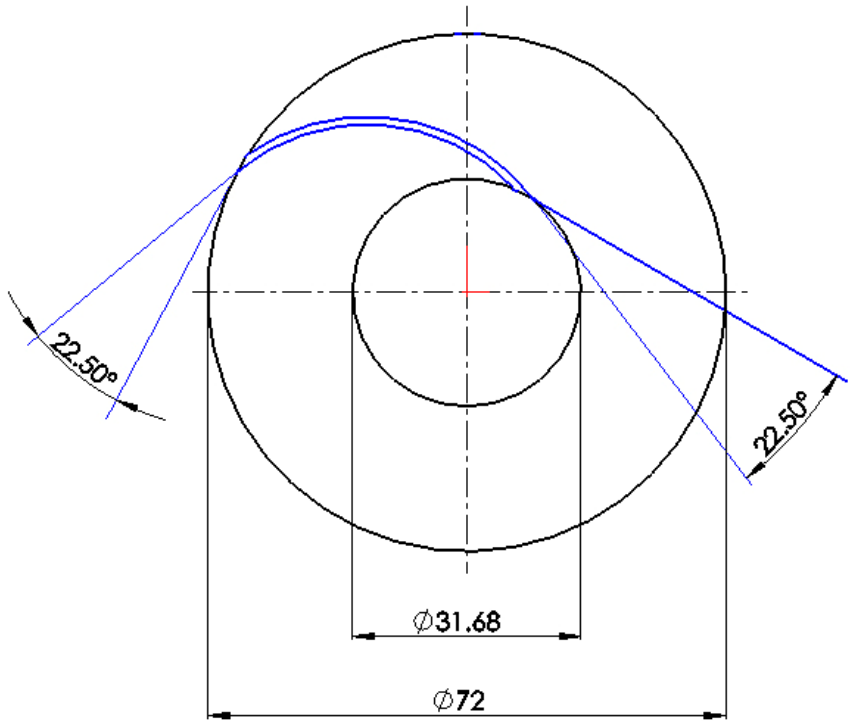
$$= \left[\frac{0.0833/60}{\pi(1.247)(0.072)}\right] \times 1.0745$$

$$= 5.3 \times 10^{-3} \text{ m.}$$

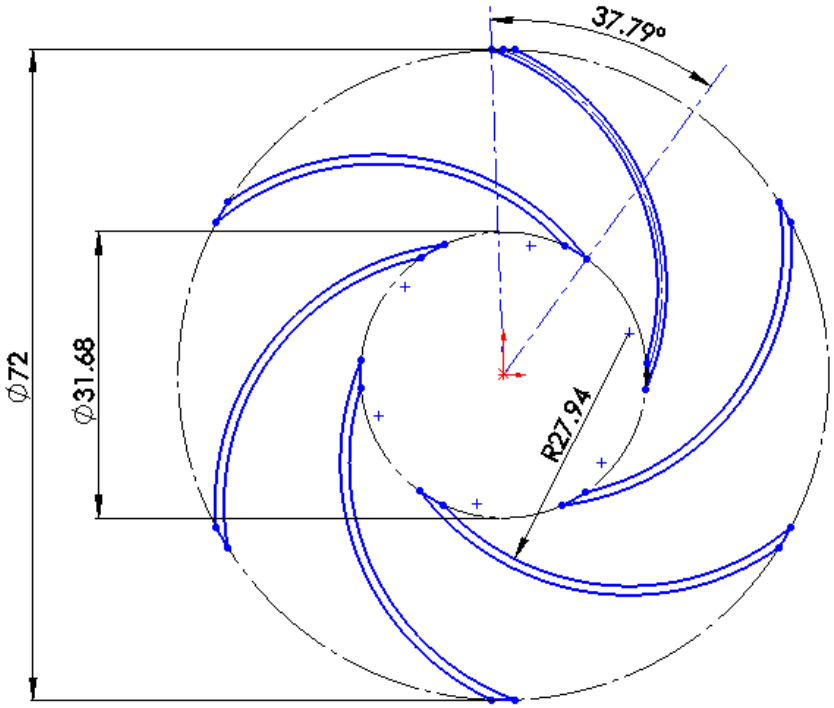
$$b_2 = 5.3 \text{ mm.}$$

3.1.3 การออกแบบใบพัดชนิด Single Arc

จากการออกแบบเส้นโค้งใบพัดโค้งหลังแบบ Arc Tangent โดยออกแบบใบพัดให้เส้นโค้งมี2 รัศมี (Double Arc) จากทฤษฎีการออกแบบเส้นโค้งของเครื่องสูบแรงเหวี่ยงหนีศูนย์แบบโค้งเดี่ยว [10] มุมทับซ้อนของกลีบใบพัดใบใกล้เคียงกันให้ค่าใกล้เคียง 45° [11] ซึ่งจะให้ประสิทธิภาพดีที่สุดและมุมทางออกใบพัด β_2 = 22.5° จะได้มุมใบพัดที่ทางเข้า β_1 มีค่า 22.5°



ภาพที่ 3-4 มุม β ของใบพัดชนิด Single Arc



ภาพที่ 3-5 มุม Overlap และรัศมีความโค้งของใบพัดชนิด Single Arc

จากการเขียนแบบจะได้มุมช่วง Overlap มีค่า 37.79^0

3.1.3.1 การคำนวณองค์ประกอบความเร็วที่ตำแหน่งทางเข้าเมื่อมุม β_1 = 22.5^o

ความเร็วเชิงรัศมีที่ทางออก

$$C_{m1} = K_{m1}\sqrt{2gH}$$

จากภาพที่ 2-10 หาค่า K_{m1} จากความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วจำเพาะและเส้นโค้ง $K_{m1}\times 10$

ได้ค่า $K_{m1}\times 10 = 1.58$

$$K_{m1} = \frac{1.58}{10}$$

$$K_{m1} = 0.158$$

ดังนั้น $C_{m1} = (0.158)\times\sqrt{(2\times 9.81\times 6)}$

$C_{m1} = 1.714$ m/s

มุม $\beta_1 = 22.5^{o}$

$C_{u1} = U_1 - W_{u1}$

$= U_1 - \frac{C_{m1}}{\tan\beta_1}$

$= 4.727 - \left(\frac{1.714}{\tan 22.5^{o}}\right)$

$C_{u1} = 0.59$ m/s

$W_{u1} = W_1\cos\beta_1$

$W_1 = \frac{W_{u1}}{\cos\beta_1}$

$= \frac{U_1 - C_{u1}}{\cos\beta_1}$

$W_1 = \frac{4.727 - 0.59}{\cos 22.5^{o}}$

$W_1 = 4.478$ m/s

จาก $\tan\alpha_1 = \frac{C_{m1}}{C_{u1}}$

$\tan\alpha_1 = \frac{1.714}{0.59}$

α_1 = $\tan^{-1}(1.714/0.59)$

α_1 = 71^{o}

W_{u1} = $U_1 - C_{u1}$

= 4.727 – 0.59

W_{u1} = 4.137 m/s

C_{u1} = $C_1 \cos\alpha_1$

C_1 = $\dfrac{C_{u1}}{\cos\alpha_1}$

C_1 = $\dfrac{0.59}{\cos 71^{o}}$

C_1 = 1.812 m/s

∴ สรุปค่าต่าง ๆ ขององค์ประกอบเวกเตอร์ที่ทางเข้าเมื่อมุม β_1 = 22.5^{o} ได้ดังนี้

U_1 = 4.727 m/s

C_1 = 1.812 m/s

W_1 = 4.478 m/s

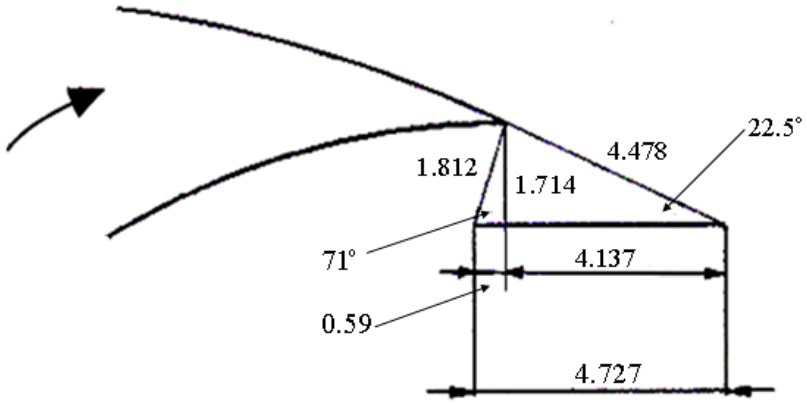
C_{m1} = 1.714 m/s

C_{u1} = 0.59 m/s

W_{u1} = 4.137 m/s

α_1 = 71^{o}

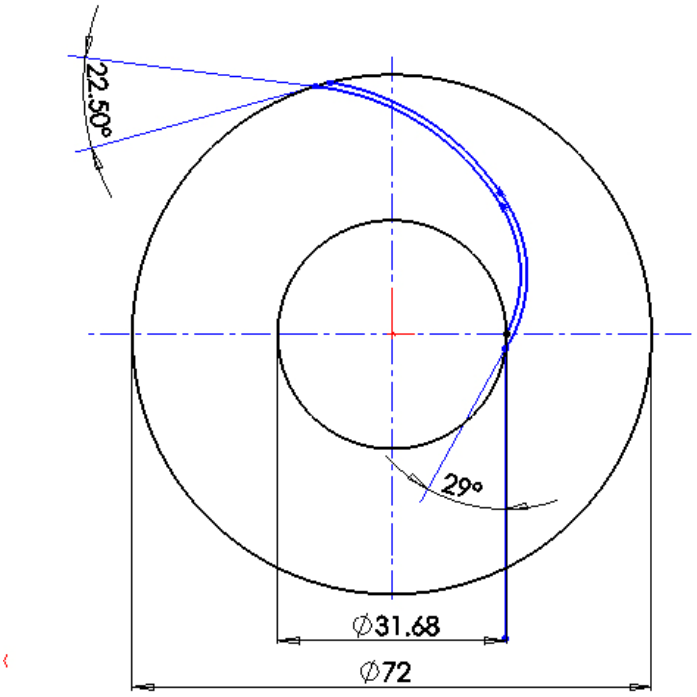
β_1 = 22.5^{o}



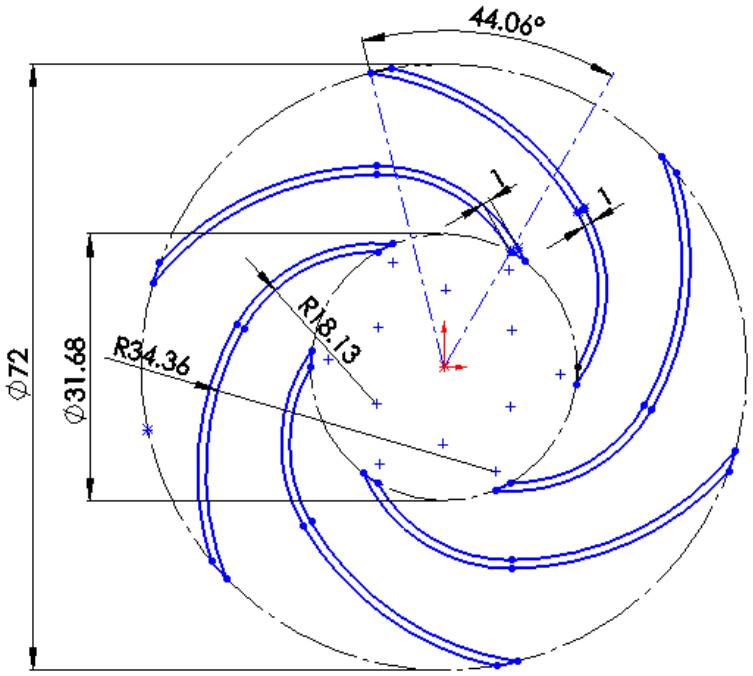
ภาพที่ 3-6 ขนาดองค์ประกอบเวกเตอร์ความเร็วที่ทางเข้าของใบพัดเมื่อมุม β_1 = 22.5°

3.1.4 การออกแบบใบพัดชนิด Single Arc

จากการออกแบบเส้นโค้งใบพัดโค้งหลังแบบ Arc Tangent โดยออกแบบใบพัดให้เส้นโค้งมี 2 รัศมี (Double Arc) จากทฤษฎีการออกแบบเส้นโค้งของเครื่องสูบแรงเหวี่ยงหนีศูนย์แบบผสม มุมทับซ้อนของกลีบใบพัดใบใกล้เคียงกันให้ค่าใกล้เคียง 45° ซึ่งจะให้ประสิทธิภาพดีที่สุด และมุมทางออกใบพัด β_2 = 22.5° จะได้มุมใบพัดที่ทางเข้า β_1 มีค่า 29°



ภาพที่ 3-7 มุม β ของใบพัดชนิด Double Arc



ภาพที่ 3-8 มุม Overlap และรัศมีความโค้งของใบพัดชนิด Double Arc

3.1.4.1 การคำนวณองค์ประกอบความเร็วที่ตำแหน่งทางเข้าเมื่อมุม β_1 = 29^{o}

ความเร็วเชิงรัศมีที่ทางออก

$$C_{m1} = K_{m1}\sqrt{2gH}$$

จากภาพที่ (2-10) หาค่า K_{m1} จากความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วจำเพาะและเส้นโค้ง $K_{m1}\times 10$

ได้ค่า $K_{m1}\times 10 = 1.58$

$$K_{m1} = \frac{1.58}{10}$$

$$K_{m1} = 0.158$$

ดังนั้น $C_{m1} = (0.158)\times\sqrt{(2\times 9.81\times 6)}$

C_{m1} = 1.714 m/s

มุม β_1 = 29^{o}

$C_{u1} = U_1 - W_{u1}$

$= U_1 - \frac{C_{m1}}{\tan\beta_1}$

$= 4.727 - \left(\frac{1.714}{\tan 29^{o}}\right)$

C_{u1} = 1.635 m/s

$W_{u1} = W_1 \cos\beta_1$

$W_1 = \frac{W_{u1}}{\cos\beta_1}$

$= \frac{U_1 - C_{u1}}{\cos\beta_1}$

$W_1 = \frac{4.727 - 1.635}{\cos 29^{o}}$

W_1 = 3.535 m/s

จาก $\tan\alpha_1 = \frac{C_{m1}}{C_{u1}}$

$\tan\alpha_1 = \frac{1.714}{1.635}$

$\alpha_1 = \tan^{-1}(1.714/1.635)$

$\alpha_1 = 46.35^{o}$

$$W_{u1} = U_1 - C_{u1}$$

$$= 4.727 - 1.635$$

$$W_{u1} = 3.092 \text{ m/s}$$

$$C_{u1} = C_1 \cos\alpha_1$$

$$C_1 = \frac{C_{u1}}{\cos\alpha_1}$$

$$C_1 = \frac{0.59}{\cos 46.35^{o}}$$

$$C_1 = 2.368 \text{ m/s}$$

$\therefore$ สรุปค่าต่าง ๆ ขององค์ประกอบเวกเตอร์ที่ทางเข้าเมื่อมุม $\beta_1 = 29^{o}$ ได้ดังนี้

$U_1 = 4.727$ m/s

$C_1 = 2.368$ m/s

$W_1 = 3.535$ m/s

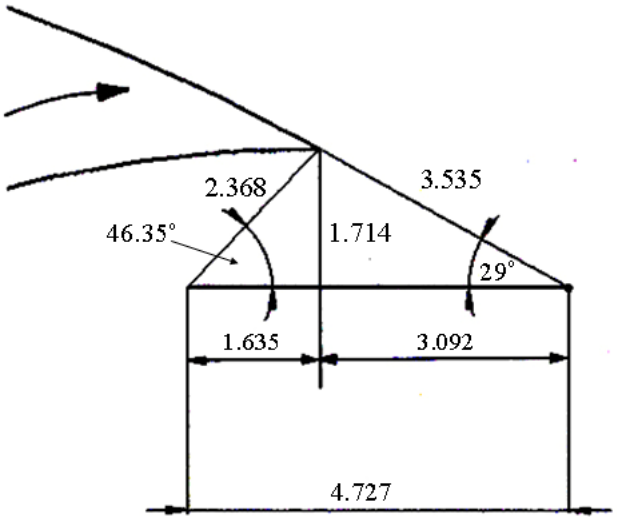
$C_{m1} = 1.714$ m/s

$C_{u1} = 1.635$ m/s

$W_{u1} = 3.092$ m/s

$\alpha_1 = 46.35^{o}$

$\beta_1 = 29^{o}$



ภาพที่ 3-9 ขนาดองค์ประกอบเวกเตอร์ความเร็วที่ทางเข้าของใบพัดเมื่อมุม β_1 = 29^{o}

3.1.4 การออกแบบขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของเพลาและดุมใบพัด

$$P = T\omega$$

$$T = \frac{P}{\omega}$$

$$= \frac{(746)(60)}{2\pi(2,850)}$$

$$T = 2.5 \text{ N-m}$$

จาก $$\tau = \frac{2T}{\pi r^3}$$

$$r^3 = \frac{2T}{\pi\tau}$$

τ ของเพลาที่ปลอดภัยต่อการใช้งานสำหรับเครื่องสูบน้ำแนวดิ่งให้ใช้ค่า τ = 30% ของค่า σ_y

จากตารางคุณสมบัติของ Stainless Steel SUS 304 ได้ค่า σ_y = 207 MPa ดังนั้น ค่า σ_y ที่ออกแบบ มีค่า 207×0.3 = 62.1 MPa

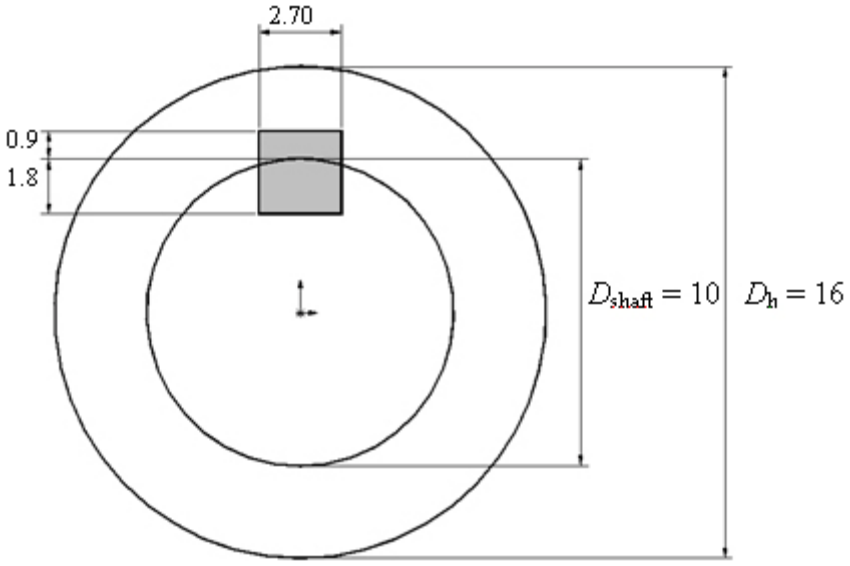
ดังนั้น $r = \left[\frac{2 \times 2.5}{\pi \times 62.1 \times 10^{6}} \right]^{\frac{1}{3}}$

$r = 2.95 \times 10^{-3}$ m

r = 2.95 mm

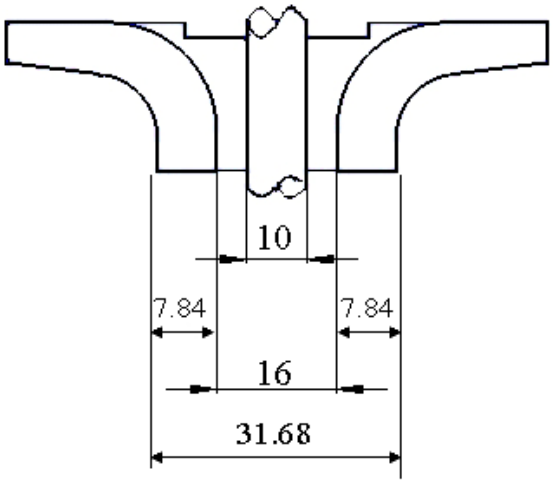
D = 5.9 mm

เพลาจาก motor มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 10 mm. ซึ่งมีค่าแข็งแรงพอที่จะใช้งานได้



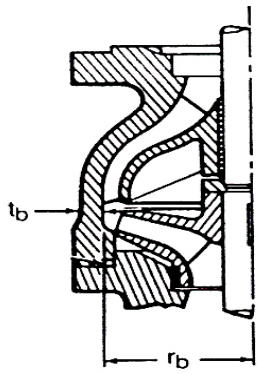
ภาพที่ 3-10 ภาพหน้าตัดเพลาแกนใบพัด

ดุมใบพัดจะถูกยึดกับเพลาด้วยลิ่มซึ่งจากตารางโลหะ [12] วัสดุ Stainless Steel อนุญาตให้ร่องลิ่มลึก 1.8 mm และส่วนที่ยึดกับดุมใบพัด 0.9 mm



ภาพที่ 3-11 ภาพตัดแสดงขนาดของเพลา ดุมใบพัด และช่องทางไหลเข้าใบพัด

ความหนาของผนังเรือนสูบ



ภาพที่ 3-12 ภาพตัดผนังเรือนสูบ [1]

จาก $t_b = \frac{P \times r_b}{S_t}$

และ $P = \rho g h$

$= (9.81)(1{,}000)(30)$

$P = 294{,}300 \quad N/m^2$

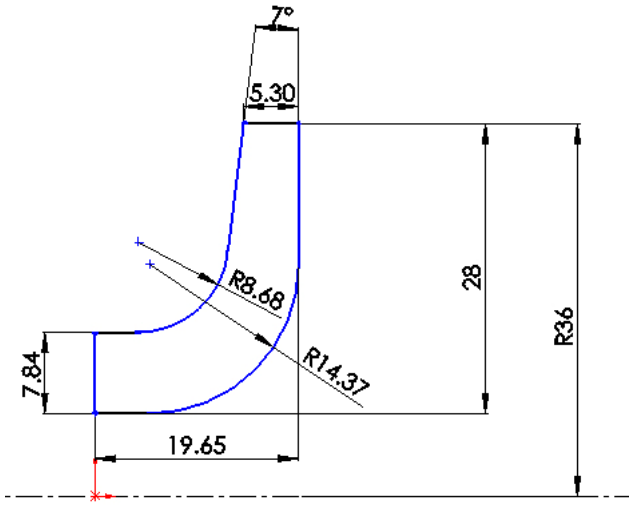
ดังนั้น t_b = $\frac{P \times r_b}{S_t}$

= $\frac{(294,300) \times (46.3)}{(207 \times 10^6)} \times 4$

t_b = 0.263 mm.

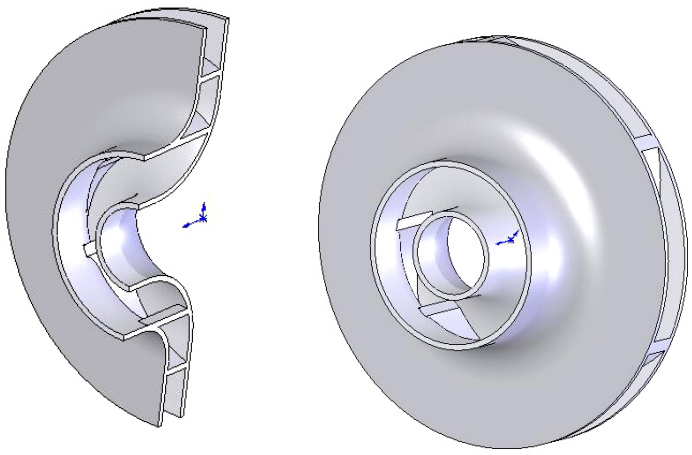
แต่ $50.8 - (36 + 5 + 5.3)$ = 4.5 mm. ซึ่งมีความแข็งแรงพอที่จะทนต่อแรงดันน้ำได้

ดังนั้นจะได้ภาพ 2 มิติในระนาบด้านข้างของใบพัดดังภาพที่ 3-13



ภาพที่ 3-13 ภาพ 2 มิติในระนาบด้านข้างของใบพัด

ในส่วนของระยะในระนาบด้านข้างได้ทำการกำหนดระยะขั้นต้นแล้วจำลองการไหลในโปรแกรม Fluent เพื่อปรับปรุงให้การกระจายความดันภายในใบพัดให้มีการเรียงชั้นความดันเป็นระเบียบโดยระยะที่เลือกใช้ในการวิจัยคือ 19.65 mm.



(ก) (ข)

ภาพที่ 3-14 ลักษณะของใบพัดที่ได้จากการออกแบบคำนวณ (ก) ภาพตัดขวาง (ข) ภาพเต็ม

3.2 การคำนวณออกแบบช่องทางขยายความดัน

จากภาพที่ 2-7 รูปแบบการไหลที่ดีของการขยายความดันจะต้องอยู่ในโซนของ No Appreciable Stall

$$\frac{1.27}{\cos 86.5} = 20.803$$

$$N = 20.803 \cos 3.5^{0}$$

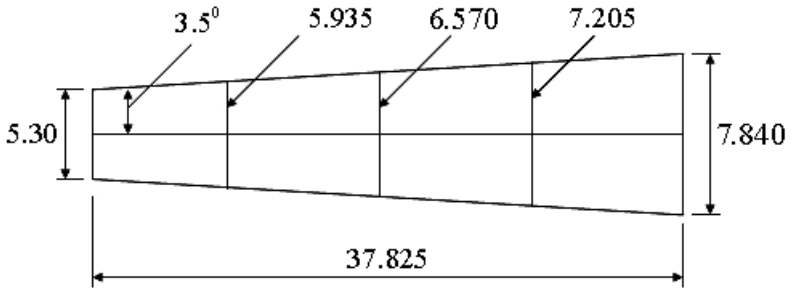
$$N = 20.764$$

$$\frac{N}{W_1} = \frac{20.764}{5.3} = 3.917$$

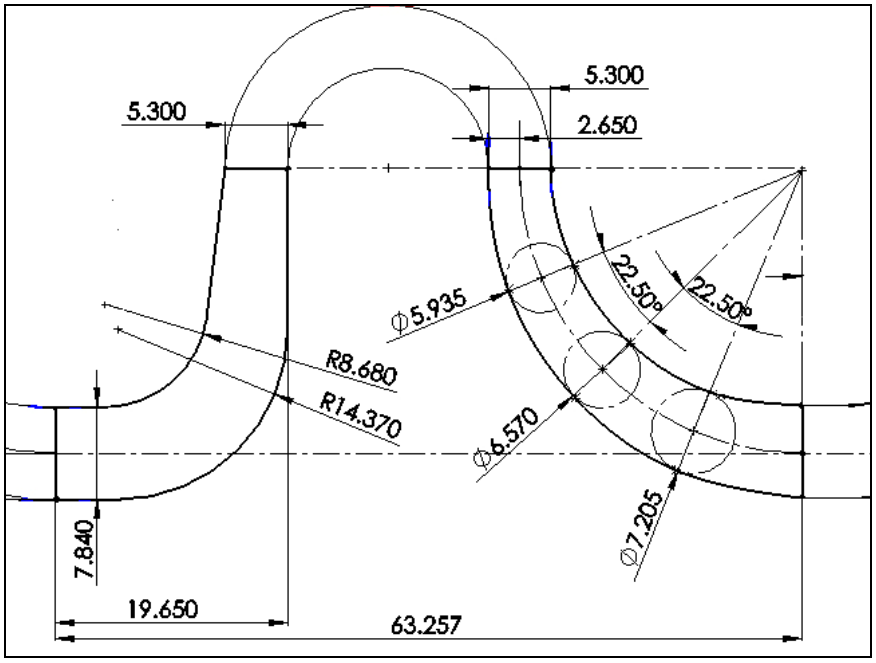
จากภาพที่ 2-13

ค่า $\frac{N}{W_1} = 3.917$ และมุม $2\theta = 3.5^{o} \times 2 = 7^{o}$

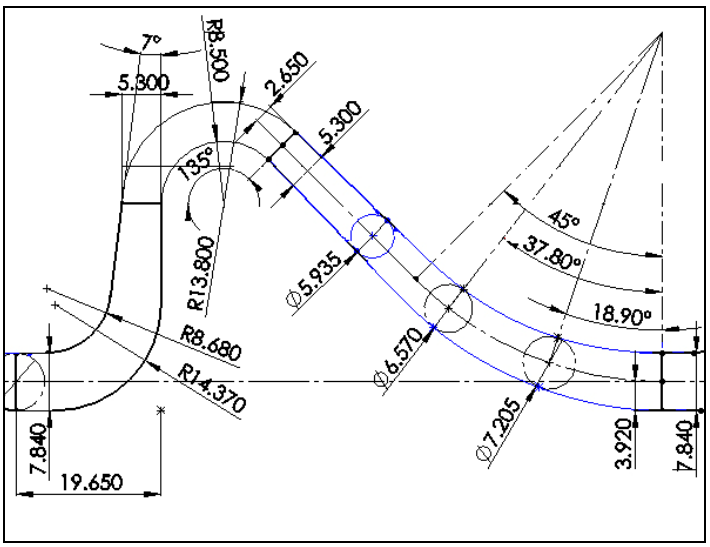
จะได้ว่า ความสัมพันธ์ทั้งคู่ทำให้การไหลอยู่ในช่วงของ No Appreciable Stall ในการออกแบบนี้จะเปรียบเทียบช่วงมุมวกกลับ 2 แบบคือ 180 องศา และ 135 องศา เพื่อศึกษาว่าเมื่อปรับปรุงรูปทรงช่องทางไหลแล้วจะมีการเปลี่ยนแปลงเกิดความดันและความเร็วอย่างไร



ภาพที่ 3-15 ภาพ 2 มิติในระนาบด้านข้างของช่องทางไหลทำมุมวกกลับก่อนแปลงเป็นเส้นโค้ง



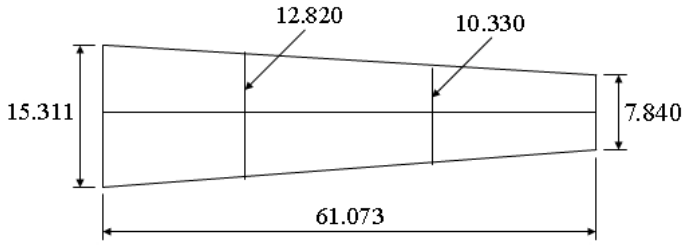
ภาพที่ 3-16 ภาพตัด 2 มิติในระนาบด้านข้างของช่องทางไหลทำมุมวกกลับ 180 องศา



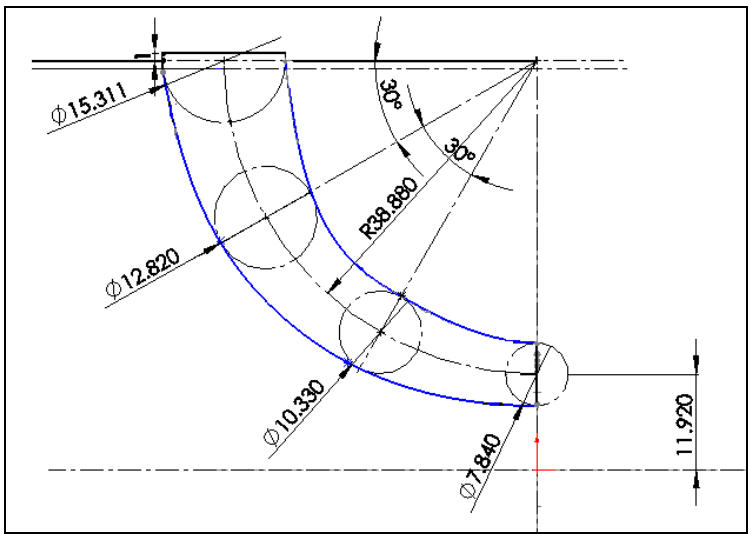
ภาพที่ 3-17 ภาพตัด 2 มิติในระนาบด้านข้างของช่องทางไหลทำมุมวกกลับ 135 องศา

3.3 การออกแบบช่องทางไหลเข้า

การออกแบบช่องทางไหลเข้าถูกกำหนดด้วยเส้นโค้งระยะห่างระหว่างจุดกึ่งกลางของช่อง



ภาพที่ 3-18 ภาพ 2 มิติในระนาบด้านข้างของช่องทางไหลเข้าก่อนแปลงเป็นเส้นโค้ง



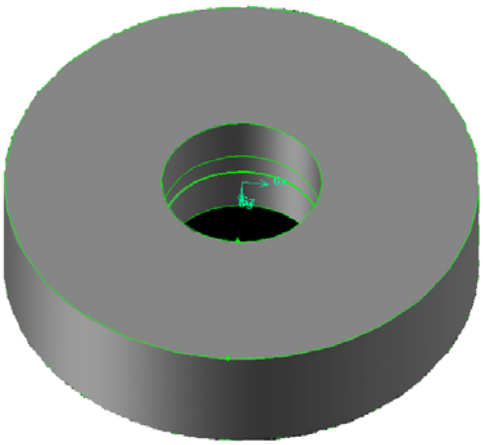
ภาพที่ 3-19 ภาพ 2 มิติในระนาบด้านข้างของช่องทางไหลเข้าหลังจากแปลงเป็นเส้นโค้ง

3.4 รูปทรง 3 มิติของชิ้นส่วนที่ใช้ในการจำลองการไหล

ในการเขียนแบบเพื่อจำลองการไหลนั้นต้องเขียนในลักษณะภาพปริมาตรของน้ำที่อยู่ภายในระบบเครื่องสูบน้ำเนื่องจากสนใจเฉพาะการไหลเท่านั้น โดยใช้โปรแกรมเขียนแบบ SolidWorks เขียนกำหนดแบบขนาด 2 มิติก่อนแล้วจึงนำมาภาพ 2 มิติที่ได้ทำแบบ 3 มิติในโปรแกรม GAMBIT เนื่องจากโปรแกรม GAMBIT นี้จะใช้ในการสร้างเมชด้วย และเป็นโปรแกรมที่ใช้งานคู่กับโปรแกรม Fluent ซึ่งจะทำให้ลดข้อผิดพลาดในการส่งผ่านข้อมูลขนาดพิกัดระหว่างโปรแกรม โดยมีชิ้นส่วนต่างๆ ดังนี้

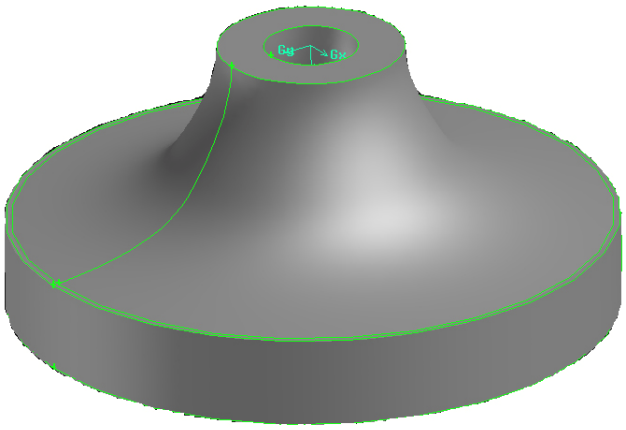
3.4.1 ปริมาตรแหล่งน้ำ

เนื่องจากตัวเครื่องสูบน้ำในขณะทำงานจะแช่อยู่ในน้ำ จึงต้องมีแหล่งน้ำก่อนสูบน้ำเข้าเพื่อให้ตรงกับสภาพการทำงานจริง



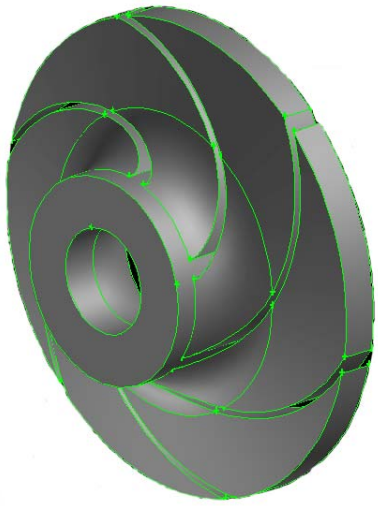
ภาพที่ 3-20 ภาพ 3 มิติของปริมาตรแหล่งน้ำ

3.4.2 ปริมาตรช่องทางไหลเข้า



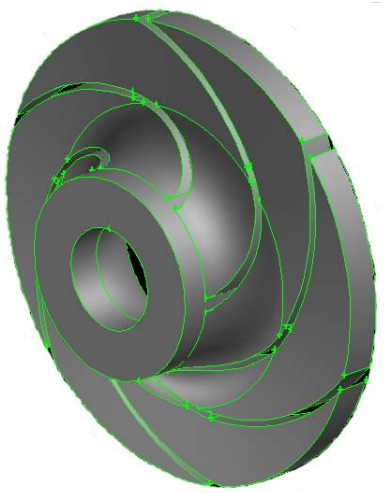
ภาพที่ 3-21 ภาพ 3 มิติของปริมาตรน้ำในช่องทางไหลเข้า

3.4.3 ปริมาตรน้ำในใบพัดชนิดโค้งเดี่ยว (Single Arc)
ปริมาตรน้ำในใบพัดนี้จะใช้ในชั้นการสูบทั้ง 5 ชั้น



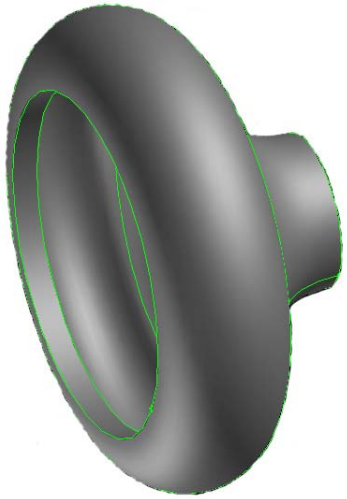
ภาพที่ 3-22 ภาพ 3 มิติของปริมาตรน้ำในใบพัดชนิดโค้งเดี่ยว (Single Arc)

3.4.4 ปริมาตรน้ำในใบพัดชนิดโค้ง 2 รัศมี (Double Arc)
ปริมาตรน้ำในใบพัดนี้จะใช้ในชั้นการสูบทั้ง 5 ชั้น



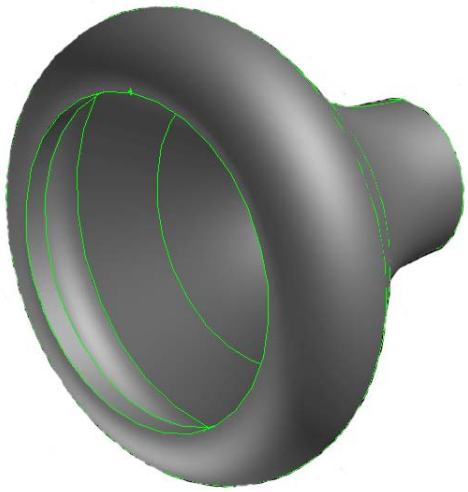
ภาพที่ 3-23 ภาพ 3 มิติของปริมาตรน้ำในใบพัดชนิดโค้ง 2 รัศมี (Double Arc)

3.4.5 ปริมาตรน้ำในช่องทางไหลวกกลับทำมุม 180^0



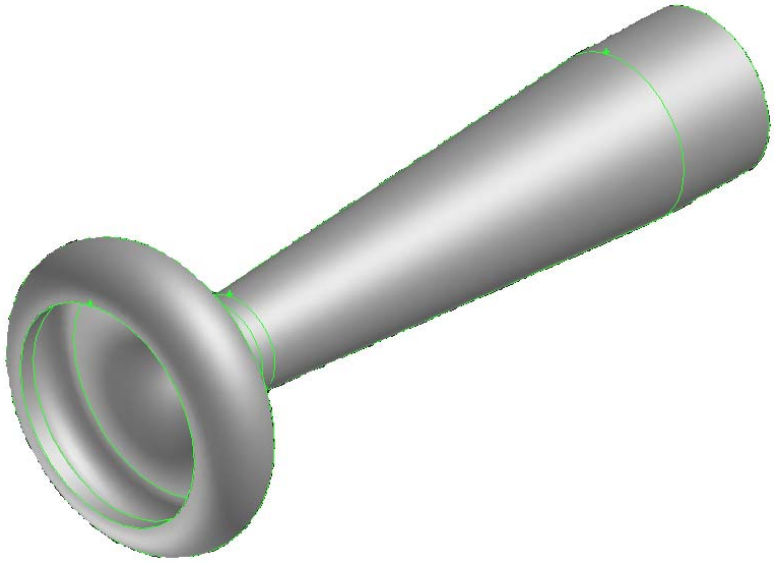
ภาพที่ 3-24 ภาพ 3 มิติของปริมาตรน้ำในช่องทางไหลวกกลับทำมุม 180^0

3.4.6 ปริมาตรน้ำในช่องทางไหลวกกลับทำมุม 135^0



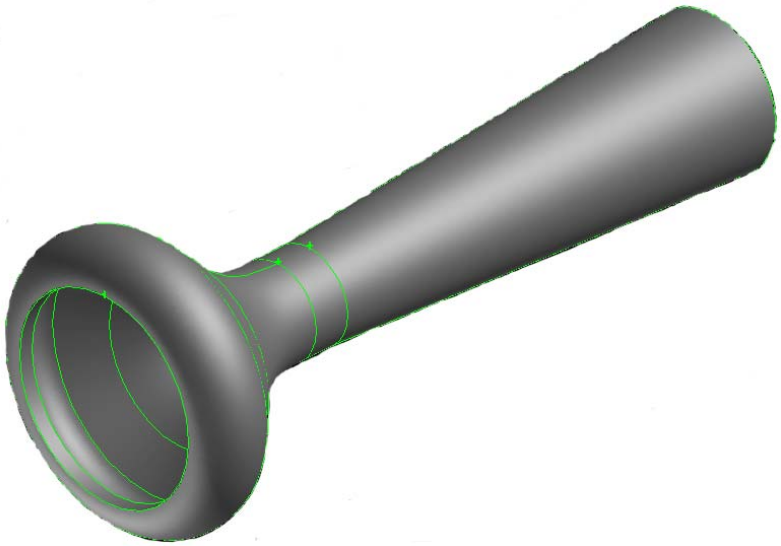
ภาพที่ 3-25 ภาพ 3 มิติของปริมาตรน้ำในช่องทางไหลวกกลับทำมุม 135^0

3.4.7 ปริมาตรน้ำในช่องทางไหลวกกลับทำมุม 180^0 ชั้นที่ 5



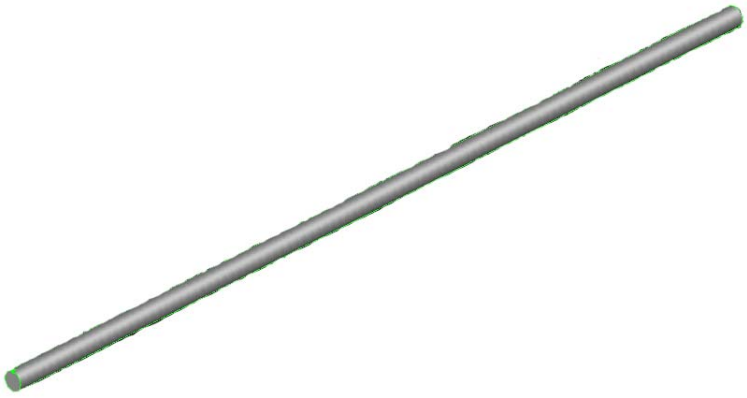
ภาพที่ 3-26 ภาพ 3 มิติของปริมาตรน้ำในช่องทางไหลวกกลับทำมุม 180^0 ชั้นที่ 5

3.4.8 ปริมาตรน้ำในช่องทางไหลวกกลับทำมุม 135^0 ชั้นที่ 5



ภาพที่ 3-27 ภาพ 3 มิติของปริมาตรน้ำในช่องทางไหลวกกลับทำมุม 135^0 ชั้นที่ 5

3.4.9 ปริมาตรน้ำในท่อส่งน้ำ



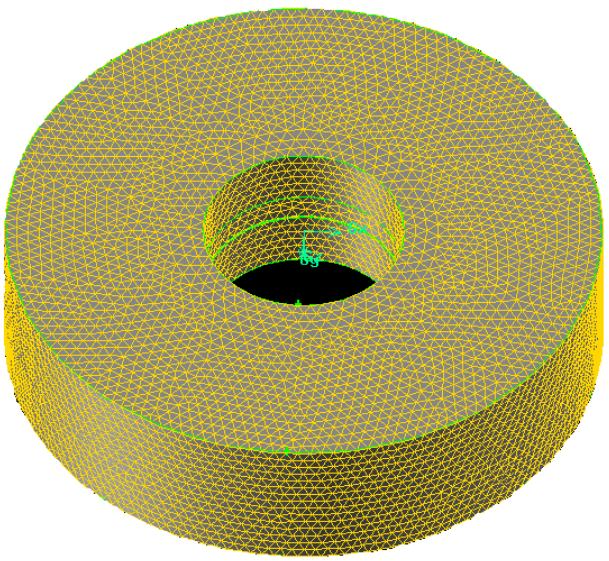
ภาพที่ 3-28 ภาพ 3 มิติของปริมาตรน้ำในท่อส่งน้ำ

บทที่ 4
การสร้างเมชและเงื่อนไขขอบเขตในการจำลองการไหล

4.1 การสร้างเมช

สำหรับการจำลองการไหลในระบบเครื่องสูบน้ำบาดาล 5 ชั้นจะแยกเป็นชิ้นส่วนย่อยๆ หลายๆ ชิ้น เนื่องจากความจำเป็นที่ต้องใช้ความละเอียดของเมชในการจำลองการไหลในแต่ละส่วนของเครื่องสูบน้ำนั้นต่างกัน ในส่วนของใบพัดเป็นบริเวณที่มีการเปลี่ยนแปลงเกรเดียนท์และความเร็วในการไหลที่มีช่วงกว้างมากจึงต้องการเมชที่มีความละเอียดของสูง เนื่องจากในบริเวณนี้เกิดอิมพัลส์ระหว่างกลีบใบพัดกับน้ำส่งผลให้น้ำเพิ่มพลังงานจลน์ เมื่อน้ำไหลออกที่ปลายกลีบใบพัด ทำให้พื้นที่เพิ่มขึ้น จะเกิดปรากฏการณ์ขยายความดัน พลังงานจลน์ของน้ำลดลงทำให้ความดันสถิตย์เพิ่มขึ้น เพื่อให้ได้ผลการจำลองที่ถูกต้องแม่นยำมากยิ่งขึ้น จึงต้องกำหนดเมชของปริมาตรน้ำในใบพัดให้ละเอียดกว่าจุดอื่นๆ ในส่วนของช่องทางไหลวกกลับก็มีความสำคัญเช่นกันเนื่องจากเวกเตอร์ความเร็วเปลี่ยนทิศทางอย่างรวดเร็ว ในส่วนของแหล่งน้ำนั้นความเร็วและความดันมีการเปลี่ยนแปลงน้อย จึงไม่จำเป็นต้องสร้างเมชละเอียดมากนักไม่เช่นนั้นแล้วจะทำให้สิ้นเปลืองหน่วยความจำและเวลาในการคำนวณโดยใช่เหตุ

4.1.1 การสร้างเมชของปริมาตรน้ำในแหล่งน้ำ

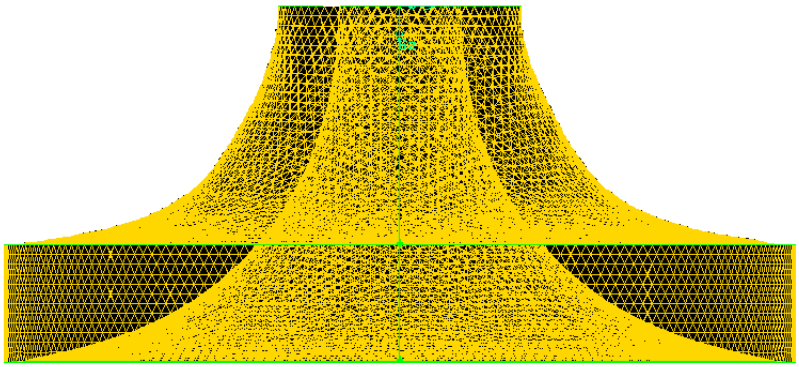


ภาพที่ 4-1 ลักษณะเมชของปริมาตรน้ำในแหล่งน้ำ

ในระบบเครื่องสูบน้ำบาดาลนั้นตัวเรือนเครื่องสูบน้ำจะถูกแช่ลงไปในน้ำ ดังนั้นเพื่อให้ได้ผลการจำลองที่ถูกต้องจึงต้องสร้างแหล่งน้ำในการจำลองการไหลด้วย แต่เนื่องจากการเปลี่ยนแปลงเกรเดียนท์ของความเร็วและความดันน้อยมากจึงสามารถสร้างเมชแบบหยาบได้เพื่อลดการสิ้นเปลืองหน่วยความจำ โดยแอ่งน้ำใช้เมชรูปแบบ Hexahedral เนื่องจากรูปทรงของแหล่งน้ำมีส่วนโค้งที่ไม่สลับซับซ้อนและเพื่อควบคุมไม่ให้มีจำนวนเมชมากเกินไป ซึ่งมีจำนวนเมชเท่ากับ 129,528 เมช

4.1.2 การสร้างเมชของปริมาตรน้ำในช่องทางไหลเข้า

ในช่องทางไหลเข้าจะเป็นช่องทางไหลก่อนเข้าสู่ใบพัดที่มีลักษณะคล้าย Nozzle และมีการไหลหมุนวนเล็กน้อยเมชจึงต้องการความละเอียด โดยใช้เมชรูปแบบ Tetrahedral เนื่องจากรูปทรงมีส่วนโค้งเปลี่ยนแปลงในลักษณะ 3 มิติรูปแบบของ Tetrahedral จะเข้ากับรูปทรงส่วนโค้งได้ดีกว่าและไม่ทำให้เกิดช่องว่างเล็กๆระหว่างเมช (Small Gap) ซึ่งมีจำนวนเมชเท่ากับ 147,149 เมช



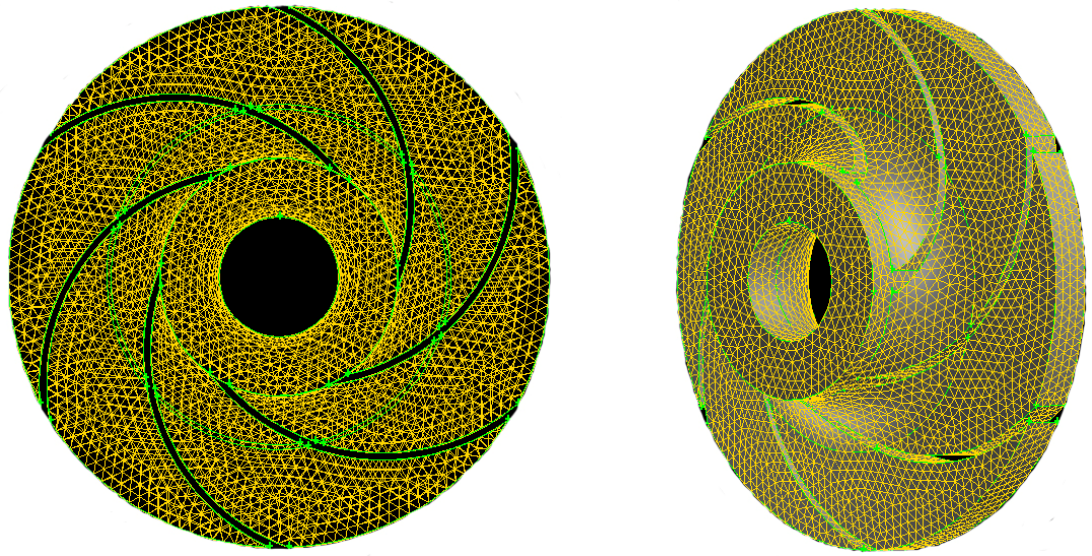
ภาพที่ 4-2 ลักษณะเมชของปริมาตรน้ำในช่องทางไหลเข้า

4.1.3 การสร้างเมชของปริมาตรน้ำในใบพัด

ในใบพัดจะมีการเปลี่ยนแปลงขนาดของความดันและเวกเตอร์ความเร็วอย่างรวดเร็ว เพื่อให้ผลการจำลองมีความถูกต้องมากขึ้นจึงกำหนดให้เมชมีความละเอียดสูง โดยใช้เมชรูปแบบ Tetrahedral เนื่องจากรูปทรงมีส่วนโค้งเปลี่ยนแปลงในลักษณะ 3 มิติรูปแบบของ Tetrahedral จะเข้ากับรูปทรงส่วนโค้งได้ดีกว่าและไม่ทำให้เกิดช่องว่างเล็กๆระหว่างเมช โดยรูปแบบใบพัดที่ใช้ในการวิจัยจะมี 2 ลักษณะดังนี้

4.1.3.1 เมชของปริมาตรน้ำในใบพัดโค้งเดี่ยว (Single Arc)

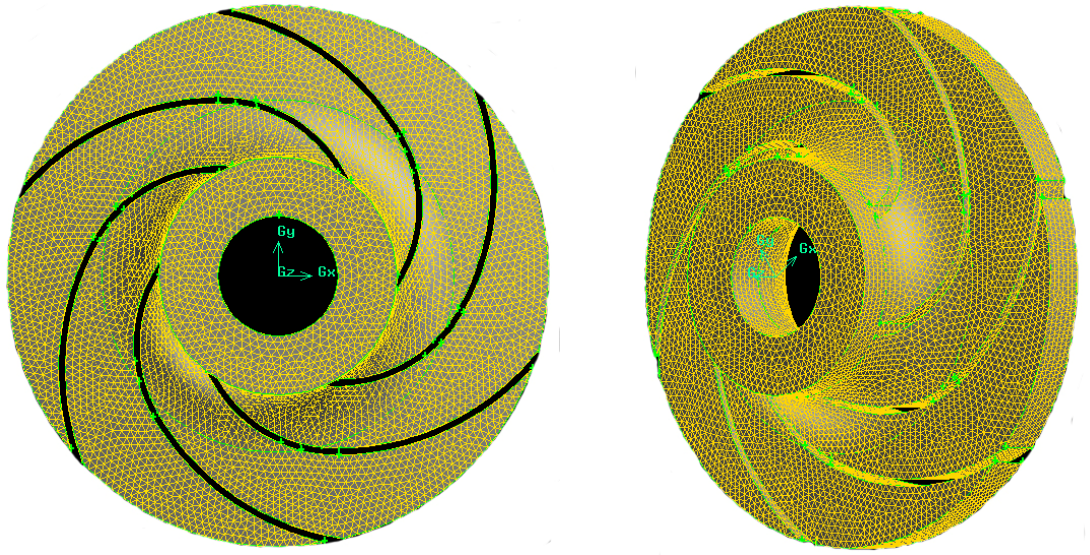
ใช้เมชรูปแบบ Tetrahedral มีจำนวนเมชเท่ากับ 53,700 เมช



ภาพที่ 4-3 ลักษณะเมชของปริมาตรน้ำในใบพัดโค้งเดี่ยว

4.1.3.2 เมชของปริมาตรน้ำในใบพัดโค้ง 2 รัศมี (Double Arc)

ใช้เมชรูปแบบ Tetrahedral มีจำนวนเมชเท่ากับ 45,433 เมช



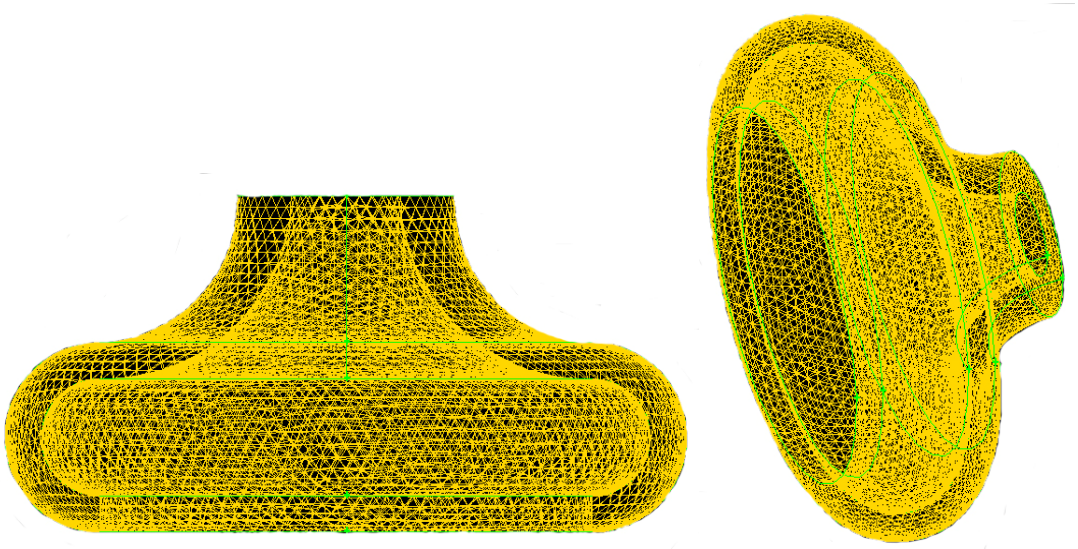
ภาพที่ 4-4 ลักษณะเมชของปริมาตรน้ำในใบพัดโค้ง 2 รัศมี

4.1.4 การสร้างเมชของปริมาตรน้ำในช่องทางไหลวกกลับ

ในช่องทางไหลวกกลับเกิดการเปลี่ยนแปลงความดันและทิศทางของความเร็วอย่างรวดเร็ว และมีส่วนโค้ง 3 มิติจึงใช้เมชรูปแบบ Tetrahedral

4.1.4.1 เมชของปริมาตรน้ำในช่องทางไหลวกกลับทำมุม 180^0

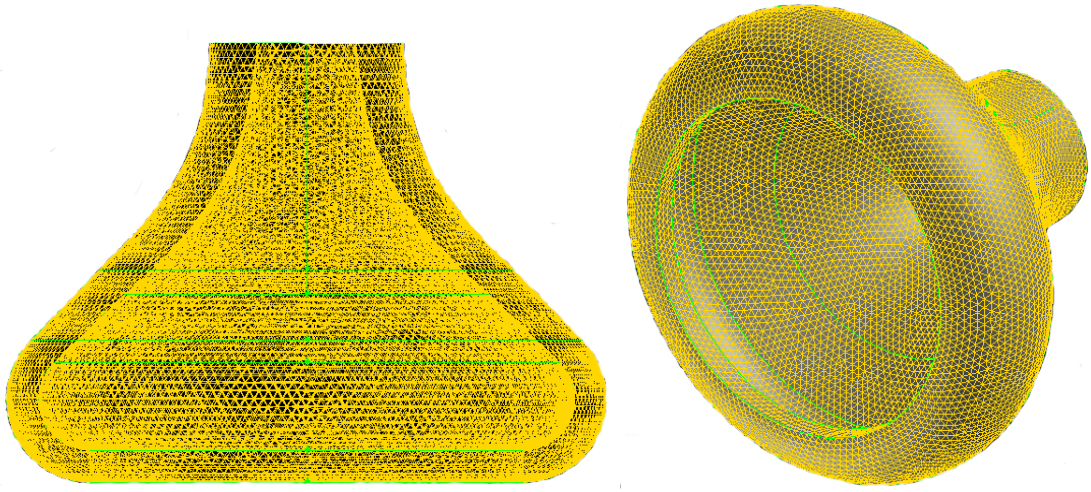
ใช้เมชรูปแบบ Tetrahedral มีจำนวนเมชเท่ากับ 60,815 เมช



ภาพที่ 4-5 ลักษณะเมชของปริมาตรน้ำในช่องทางไหลวกกลับทำมุม 180^0

4.1.4.2 เมชของปริมาตรน้ำในช่องทางไหลวกกลับทำมุม 135^0

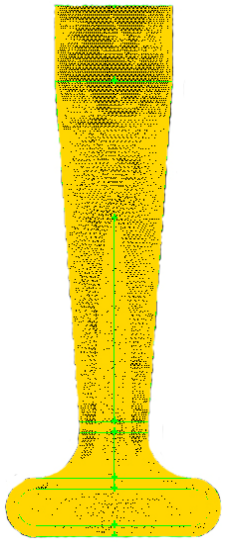
ใช้เมชรูปแบบ Tetrahedral มีจำนวนเมชเท่ากับ 78,348 เมช



ภาพที่ 4-6 ลักษณะเมชของปริมาตรน้ำในช่องทางไหลวกกลับทำมุม 135^0

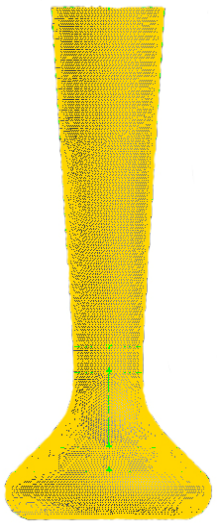
4.1.5 การสร้างเมชของปริมาตรน้ำในช่องทางไหลวกกลับชั้นที่ 5

4.1.5.1 เมชของปริมาตรน้ำในช่องทางไหลวกกลับชั้นที่ 5 ทำมุม 180^0 ใช้เมชรูปแบบ Tetrahedral มีจำนวนเมชเท่ากับ 220,331 เมช



ภาพที่ 4-7 ลักษณะเมชของปริมาตรน้ำในช่องทางไหลวกกลับทำมุม 180^0 ชั้นที่ 5

4.1.5.2 เมชของปริมาตรน้ำในช่องทางไหลวกกลับชั้นที่ 5 ทำมุม 135^0 ใช้เมชรูปแบบ Tetrahedral มีจำนวนเมชเท่ากับ 220,331 เมช



ภาพที่ 4-8 ลักษณะเมชของปริมาตรน้ำในช่องทางไหลวกกลับทำมุม 135^0 ชั้นที่ 5

4.1.6 การสร้างเมชของปริมาตรน้ำในท่อน้ำ

เนื่องจากปริมาตรน้ำในท่อน้ำไม่มีการเปลี่ยนแปลงความดันและความเร็วอย่างรวดเร็ว จำนวนเมชจึงไม่ต้องการความละเอียดมาก เพื่อลดพื้นที่หน่วยความจำและเวลาในการคำนวณ โดยใช้เมชรูปแบบ Tetrahedral มีจำนวนเมชเท่ากับ 140,512 เมช

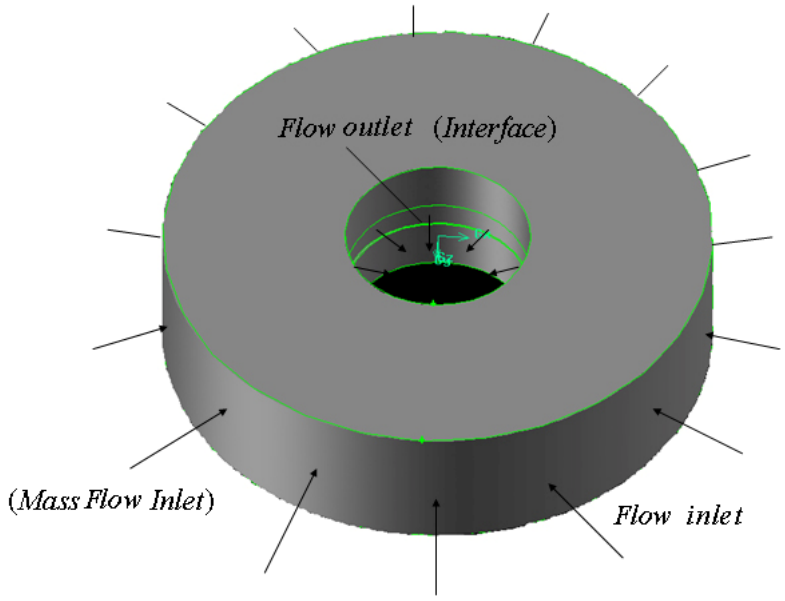
ภาพที่ 4-9 ลักษณะเมชของปริมาตรน้ำในท่อน้ำ

4.2 เงื่อนไขขอบเขตของการจำลองการไหล (Boundary Condition)

ในการจำลองการไหลจะโปรแกรมคอมพิวเตอร์ Fluent ซึ่งเป็นโปรแกรมการคำนวณของไหลเชิงพลศาสตร์ (CFD) ช่วยในการจำลองการไหลโดยกำหนดให้มีเงื่อนไขขอบเขตในการจำลองดังนี้

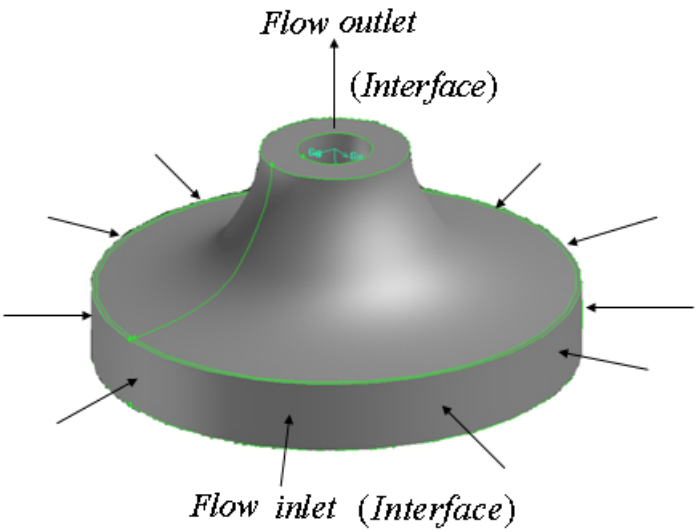
4.2.1 การกำหนดเงื่อนไขของรูปทรงปริมาตรน้ำในเครื่องสูบน้ำ

4.2.1.1 แหล่งน้ำ



ภาพที่ 4-10 เงื่อนไขและทิศทางการไหลของน้ำในแหล่งน้ำ

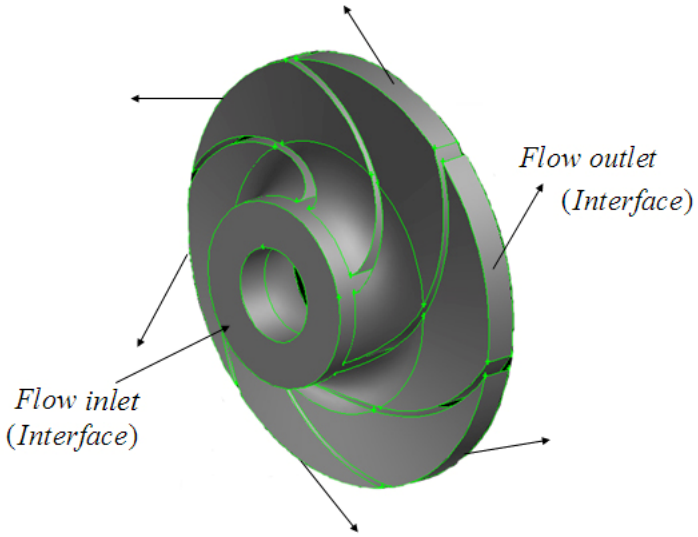
4.2.1.2 ช่องทางไหลเข้า



ภาพที่ 4-11 เงื่อนไขและทิศทางการไหลของน้ำในช่องทางไหลเข้า

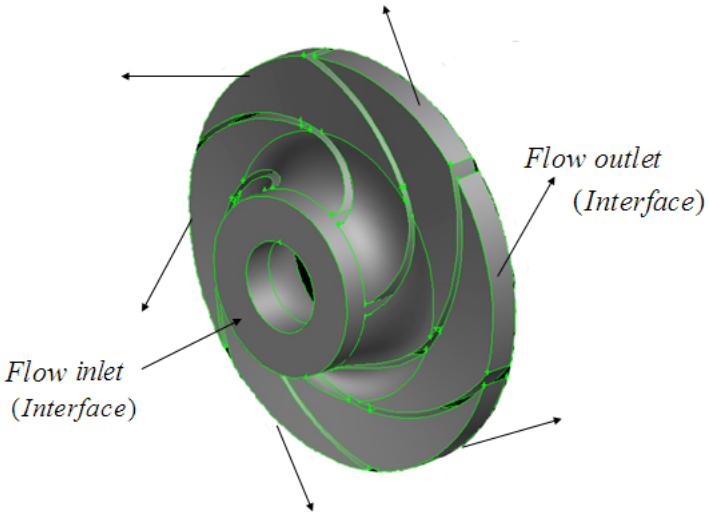
4.2.1.3 ใบพัด

ก) ใบพัด Single Arc



ภาพที่ 4-12 เงื่อนไขและทิศทางการไหลของน้ำในใบพัด Single Arc

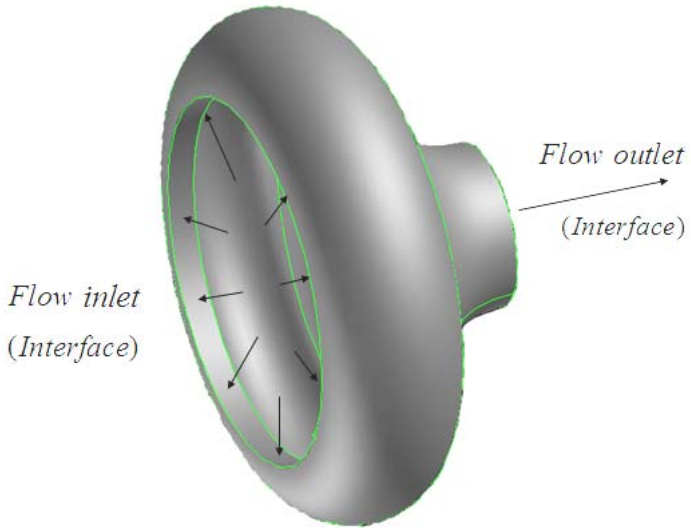
ข) ใบพัด Double Arc



ภาพที่ 4-13 เงื่อนไขและทิศทางการไหลของน้ำในใบพัด Double Arc

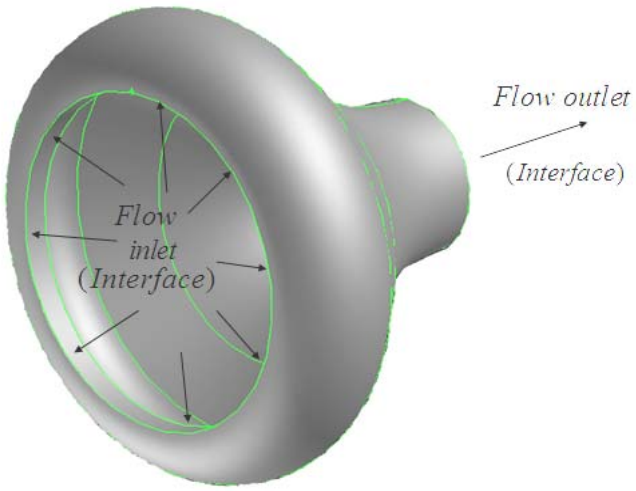
4.2.1.4 ช่องทางไหลวกกลับ

ก) ช่องทางไหลวกกลับทำมุม 180^0



ภาพที่ 4-14 เงื่อนไขและทิศทางการไหลของน้ำในช่องทางไหลวกกลับทำมุม 180^0

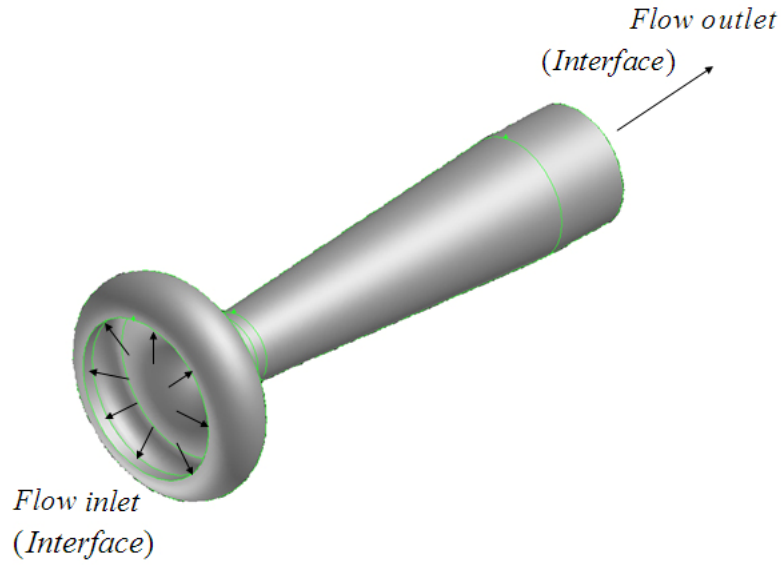
ข) ช่องทางไหลวกกลับทำมุม 135^0



ภาพที่ 4-15 เงื่อนไขและทิศทางการไหลของน้ำในช่องทางไหลวกกลับทำมุม 135^0

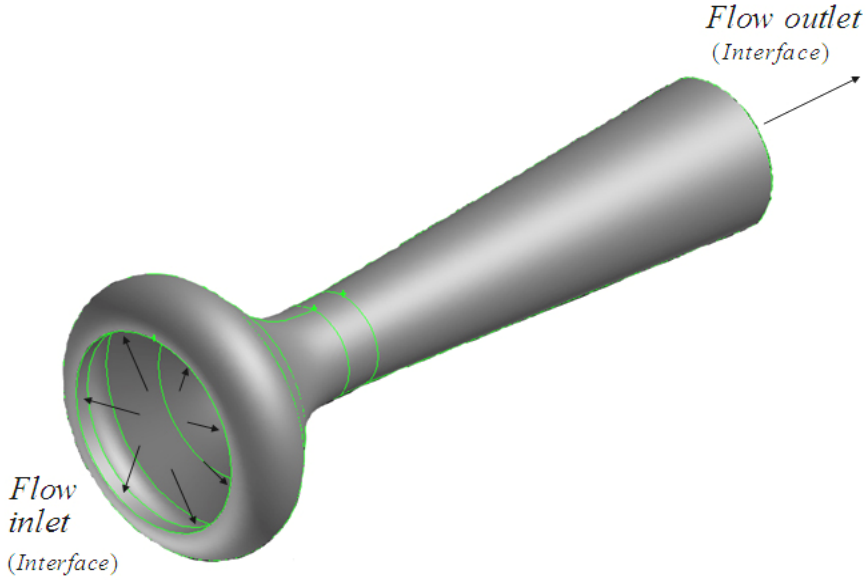
4.2.1.5 ช่องทางไหลวกกลับชั้นที่ 5

ก) ช่องทางไหลวกกลับทำมุม 180^0 ชั้นที่ 5



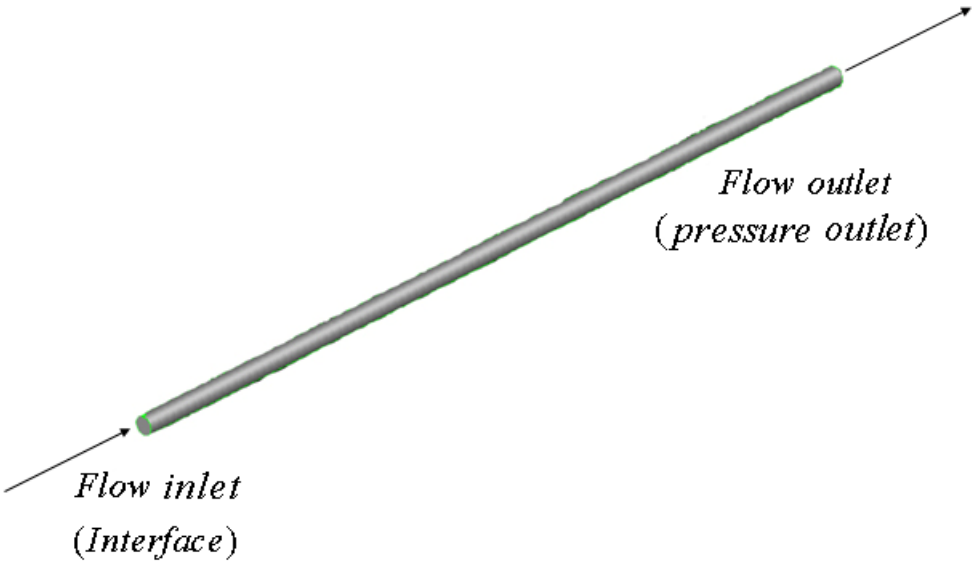
ภาพที่ 4-16 เงื่อนไขและทิศการไหลของน้ำในช่องทางไหลวกกลับทำมุมกับแนวราบ 180^0 ชั้นที่ 5

ข) ช่องทางไหลวกกลับทำมุม 135^0 ชั้นที่ 5



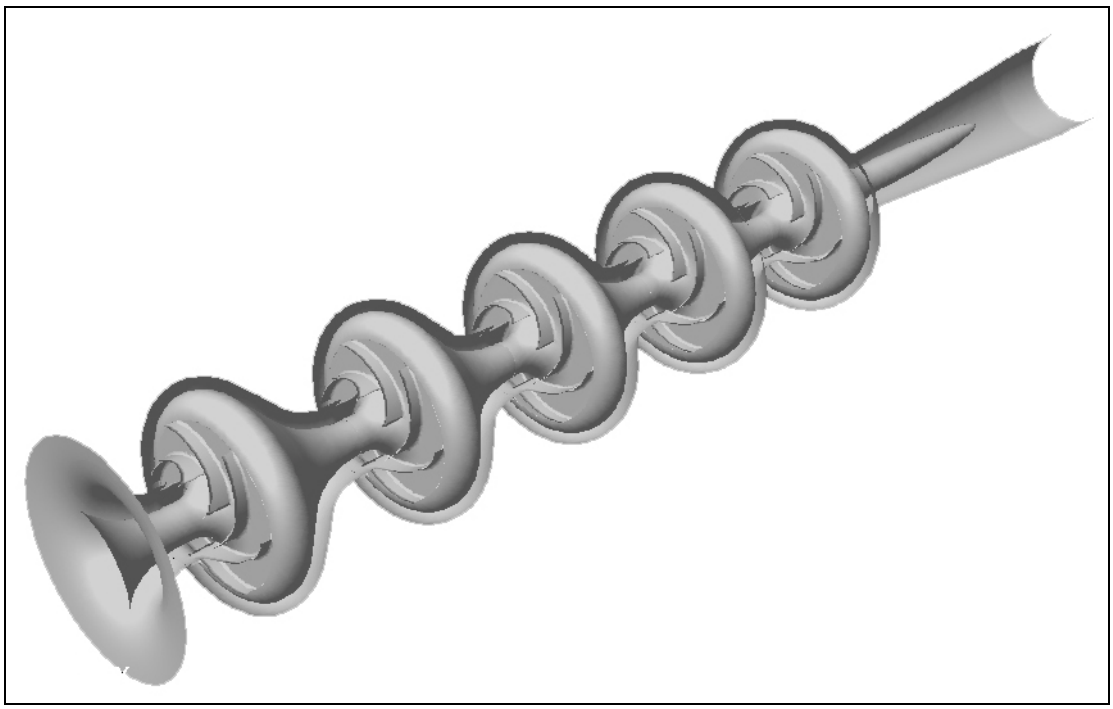
ภาพที่ 4-17 เงื่อนไขและทิศการไหลของน้ำในช่องทางไหลวกกลับทำมุมกับแนวราบ 135^0 ชั้นที่ 5

4.2.1.5 ท่อส่งน้ำ

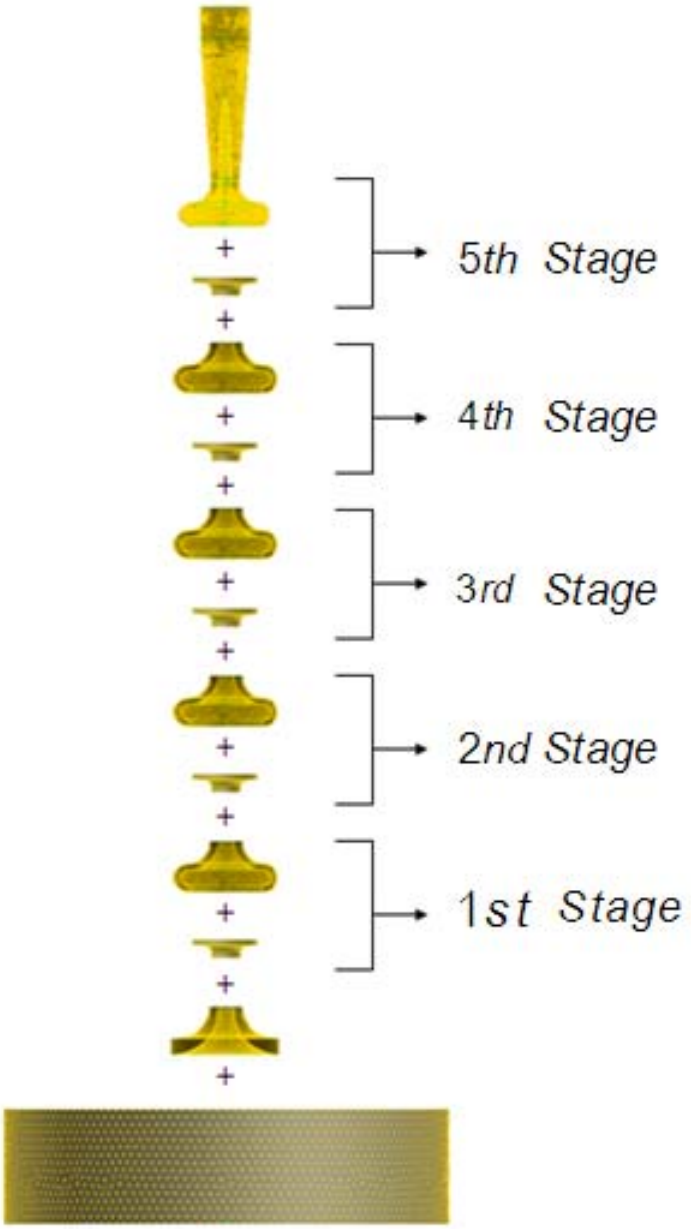


ภาพที่ 4-18 เงื่อนไขและทิศทางการไหลของน้ำในท่อส่งน้ำ

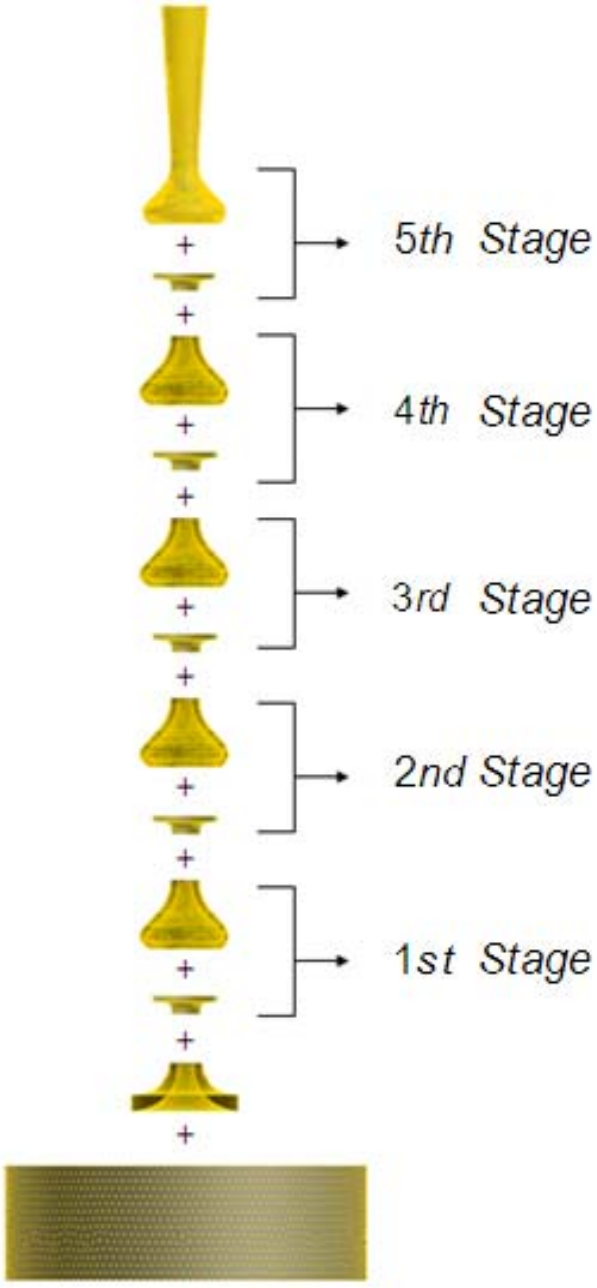
4.2.1.6 ภาพประกอบของระบบเครื่องสูบน้ำ 5 ชั้น



ภาพที่ 4-19 ภาพประกอบของระบบเครื่องสูบน้ำ 5 ก่อนจำลองการไหล



ภาพที่ 4-20 ภาพแยกชิ้นส่วนของระบบเครื่องสูบน้ำ 5 ชั้นชนิดมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 180^{0}



ภาพที่ 4–21 ภาพแยกชิ้นส่วนของระบบเครื่องสูบน้ำ 5 ชั้นชนิดมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 135^0

4.2.2 การกำหนดเงื่อนไขขอบเขตของการจำลองการไหล

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

4.2.2.1 การไหลของน้ำเป็นการไหลในสภาวะคงตัวไม่เปลี่ยนแปลงไปตามเวลา (Steady Flow)

4.2.2.2 การไหลของน้ำเป็นแบบอัดตัวไม่ได้ (Incompressible Flow)

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

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

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

4.2.2.6 ความเข้มในการไหลปั่นป่วนมีค่า 3 %

4.2.2.7 เงื่อนไขของทางเข้าเป็น Mass Flow Inlet โดยมีค่าเริ่มต้น 1.38 kg / s

4.2.2.8 เงื่อนไขของทางออกเป็น Pressure Outlet โดยมีค่าความดัน 195,846.8 Pascal

4.2.2.9 เงื่อนไขของผนังเป็น Stationary Wall และ No-Slip Condition

4.2.2.10 เงื่อนไขของเมชภายในใบพัดเป็น Moving Reference Frame ซึ่งเป็นการกำหนดให้น้ำไหลลักษณะหมุนรอบแกนกลางแต่ใบพัดหยุดนิ่ง โดยหมุนที่ความเร็วรอบ 2,850 rpm

4.2.2.11 เงื่อนไขของเมชภายในท่อ , ช่องทางขยายความดัน ,ช่องทางน้ำเข้าและแอ่งน้ำเป็นแบบ Stationary

4.2.2.12 ในการจำลองแบบ Single Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 180^0 มีจำนวนเมชทั้งหมด 1,276,811 เมช

4.2.2.13 ในการจำลองแบบ Double Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 180^0 มีจำนวนเมชทั้งหมด 1,230,164 เมช

4.2.2.14 ในการจำลองแบบ Single Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 135^0 มีจำนวนเมชทั้งหมด 1,171,498 เมช

4.2.2.15 ในการจำลองแบบ Double Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 135^0 มีจำนวนเมชทั้งหมด 1,212,659 เมช

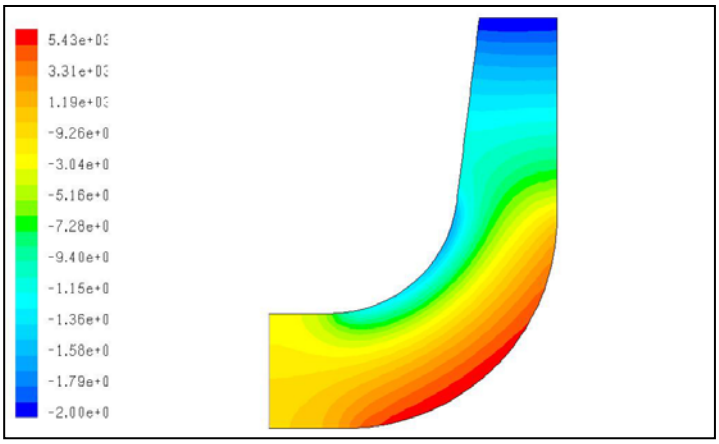
4.2.2.16 ในการจำลองการไหลคิดผลกระทบจากแรงโน้มถ่วงของโลกโดยกำหนดให้มีค่า 9.81 m/s^2

บทที่ 5
ผลการจำลองการไหล

บทนี้จะนำเสนอผลการจำลองของการไหลเครื่องสูบน้ำบาดาลชนิด 5 ชั้น โดยเริ่มตั้งแต่การปรับปรุงการไหลในระนาบด้านข้างของใบพัด ส่วนที่ 2 ได้แก่การกำหนดเงื่อนไขที่ทางเข้าและทางออก และ Convergence Criteria และส่วนที่ 3 ได้แก่การแสดงผลการจำลองการไหลและการวิเคราะห์ผลการจำลอง ในการจำลองการไหลนี้ได้แบ่งเป็น 4 กรณี เพื่อดูถึงผลที่ได้เมื่อปรับปรุง geometry แล้วว่าเป็นอย่างไร กรณีที่ 1 ใช้ใบพัดชนิดโค้งเดี่ยว (Single Arc) และช่องทางไหลวกกลับทำมุม 180° กรณีที่ 2 ใช้ใบพัดชนิดโค้งผสม 2 รัศมี (Double Arc) และช่องทางไหลวกกลับทำมุม 180° กรณีที่ 3 ใช้ใบพัดชนิดโค้งเดี่ยว (Single Arc) และช่องทางไหลวกกลับทำมุม 135° และกรณีที่ 4 ใช้ใบพัดชนิดโค้งผสม 2 รัศมี (Double Arc) และช่องทางไหลวกกลับทำมุม 135°

5.1 ผลการจำลองชั้นความดันของการไหลในระนาบด้านข้างของใบพัด

ขั้นตอนหนึ่งของการออกแบบใบพัดจะต้องจำลองการไหลเพื่อหาระยะในระนาบด้านข้างของใบพัด ที่ให้การเรียงชั้นความดันได้เหมาะสมและไม่เกิดการไหลวนในใบพัด โดยกำหนดให้ความเร็วของน้ำที่ทางเข้ามีค่า 5.153 m/s ซึ่งได้จากการเฉลี่ยค่าความเร็วระหว่างทางเข้าและทางออกของใบพัด

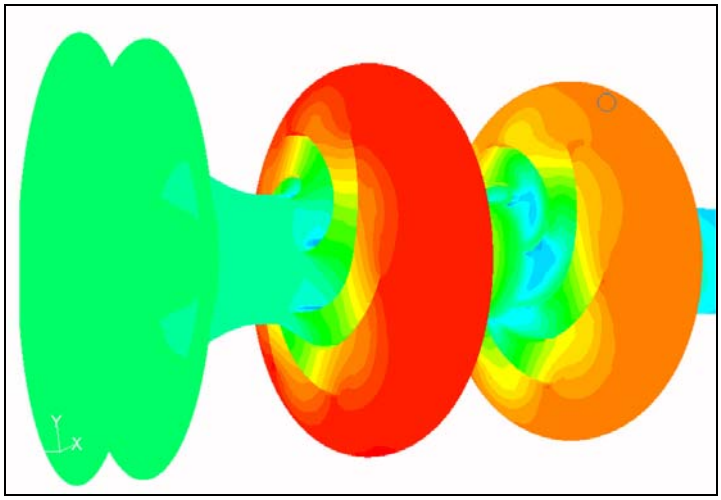


ภาพที่ 5-1 ภาพแสดงการกระจายความดันในระนาบด้านข้างของใบพัดก่อนทำการเขียนแบบใบพัด 3 มิติ หน่วย Pascal

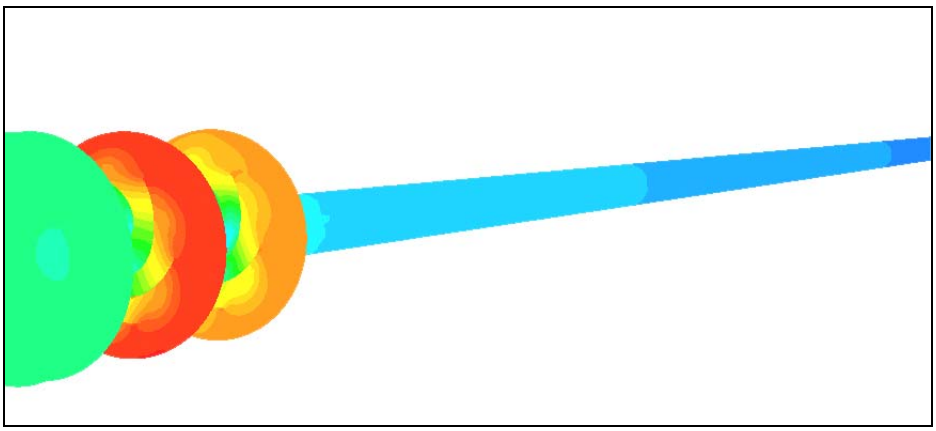
5.2 การกำหนดเงื่อนไขที่ทางเข้าและทางออก และ Convergence Criteria

5.2.1 การกำหนดเงื่อนไขที่ทางเข้าและทางออก

ในการจำลองการไหลภายในเครื่องสูบน้ำโดยใช้โปรแกรม Fluent นั้นจะมีเงื่อนไขในการจำลองที่ทางเข้าอยู่ 3 แบบ ได้แก่ Velocity Inlet, Pressure Inlet และ Mass Flow Inlet ซึ่งในการจำลองการไหลนี้ได้ทดลองใช้เงื่อนไขทางเข้าทั้ง 3 กรณี ในส่วนของเงื่อนไขที่ทางออกนั้นใช้เงื่อนไข Pressure Outlet เท่านั้นเพื่อเป็นการกำหนด Static Pressure ให้กับเครื่องสูบน้ำ ซึ่งผลการจำลองที่ได้คือ เมื่อใช้เงื่อนไขที่ทางเข้าเป็น Velocity Inlet และเงื่อนไขที่ทางออกเป็นเงื่อนไข Pressure Outlet โดยกำหนดให้ความเร็วของน้ำที่ทางเข้ามีค่า 2.368 m/s ซึ่งได้จากการคำนวณค่าความเร็วที่ทางเข้าใบพัด โดยทดลองจำลองการไหลใช้เครื่องสูบน้ำเพียง 2 ชั้นผลการคำนวณจากโปรแกรมนั้นผลการคำนวณลู่เข้าสู่คำตอบ (Convergence) ผลที่ได้คือ การกระจายความดันที่ชั้นแรกมีค่ามากกว่าชั้นที่ 2 ทำให้เฮดที่ทางออกมีค่าน้อยซึ่งผิดตามหลักการกระจายความดันของเครื่องสูบน้ำ และมีการไหลวน (Stall) ภายในช่องทางไหลค่อนข้างมากดังภาพที่ 5-2 ถึง ภาพที่ 5-3



ภาพที่ 5-2 การกระจายความดันในเครื่องสูบน้ำชั้นมี่ 1 และ 2 เมื่อใช้เงื่อนไข Velocity Inlet และ Pressure Outlet

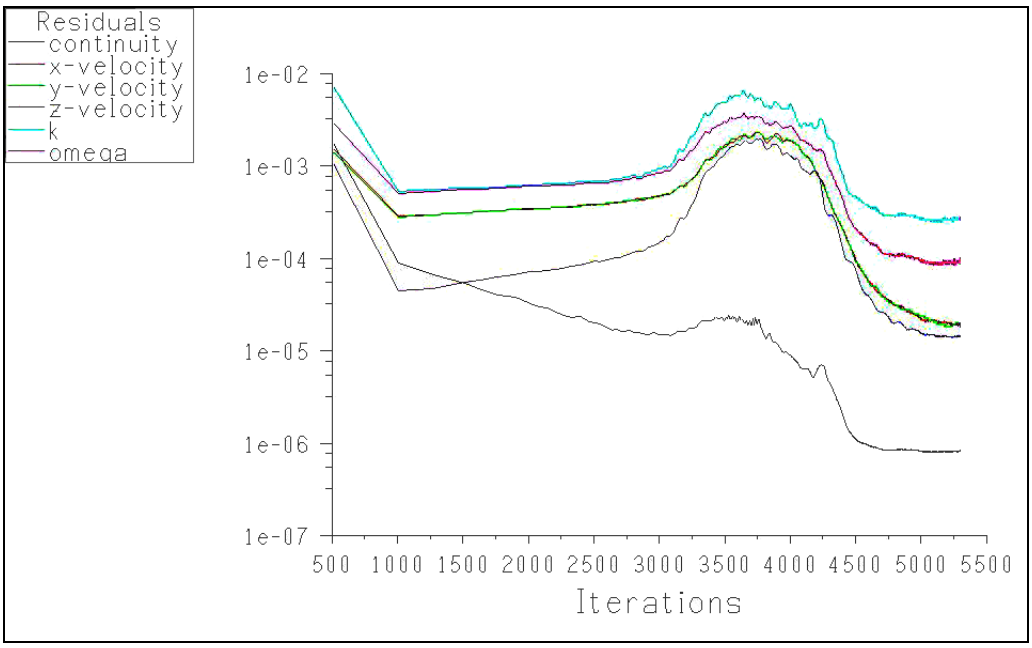


ภาพที่ 5-3 การกระจายความดันในเครื่องสูบน้ำชั้นที่ 1, 2 และท่อทางออก เมื่อใช้เงื่อนไข Velocity Inlet และ Pressure Outlet

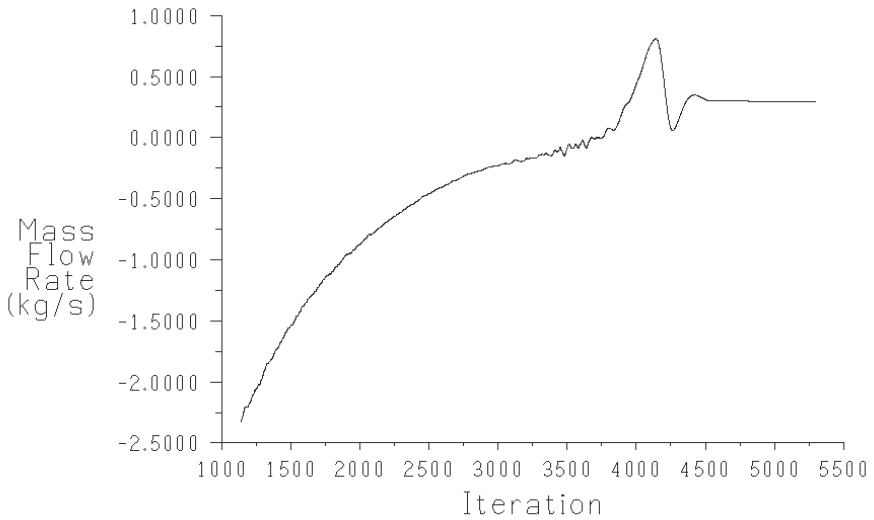
จากนั้นทำการเปลี่ยนเงื่อนไขที่ทางเข้าเป็น Pressure Inlet และเงื่อนไขที่ทางออกเป็น Pressure Outlet ปรากฏว่าผลการคำนวณจากโปรแกรมนั้นไม่ลู่เข้าสู่คำตอบ (Divergence) จึงทำการเปลี่ยนเงื่อนไขที่ทางเข้าเป็น Mass Flow Inlet เพื่อให้มีการจัดเรียงกระแสการไหลภายในเครื่องสูบน้ำก่อนแล้วจึงเปลี่ยนเปลี่ยนเป็น Pressure Inlet และเงื่อนไขที่ทางออกเป็น Pressure Outlet ปรากฏว่าการกระจายความดันเรียงชั้นจากชั้นที่ 1 ถึงชั้นที่ 5 มีการเรียงจากน้อยไปมากซึ่งตรงกับความเป็นจริงมากที่สุดและมีการไหลวน (Stall) ภายในใบพัดและช่องทางไหลน้อยมาก ซึ่งตรงกันข้ามกับกับกรณี Velocity Inlet และ Pressure Outlet

5.2.2 Convergence Criteria

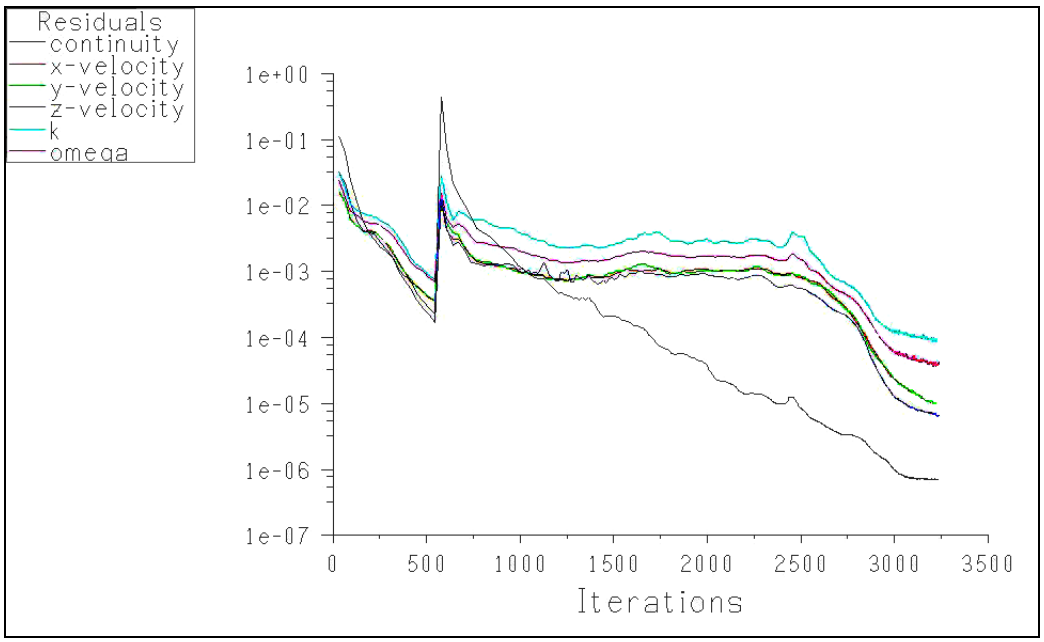
ในการจำลองการไหลของระบบเครื่องสูบน้ำที่มีรูปทรงที่สลับซับซ้อนนี้พบว่าการตรวจสอบเฉพาะ Residual ในการคำนวณของโปรแกรมนั้นไม่เพียงพอที่จะบอกได้ว่าการไหลภายในเครื่องสูบน้ำนั้นมีรูปแบบการไหลที่มีความเสถียร ดังเช่นในการจำลองการไหลครั้งนี้พบว่าค่าการกำหนด Residual ของการลู่เข้าของคำตอบในการคำนวณซ้ำมีค่าต่ำมากถึง 10^{-5} แต่อัตราการไหลเชิงมวลยังมีค่าที่ไม่คงที่ซึ่งแสดงให้เห็นว่าการคำนวณการไหลในระบบเครื่องสูบน้ำยังไม่เสร็จสิ้นหรือยังไม่มีรูปแบบการไหลที่แน่นอนหรือยังมีการไหลวนที่ไม่เป็นรูปแบบตายตัว ดังนั้นจึงต้องตรวจสอบอัตราการไหลเชิงมวลด้วยว่ามีค่าคงที่หรือไม่ ยกตัวอย่างเช่น ในกรณีของการจำลองการไหลระบบเครื่องสูบน้ำชนิด 5 ชั้นโดยใช้ใบพัดชนิดโค้งเดี่ยวและโค้งผสมกับช่องทางไหลวกกลับทำมุม 135° จะได้แผนภูมิแสดง Residual ของคำตอบดังภาพที่ 5-4 และ 5-6 และแผนภูมิแสดงอัตราการไหลเชิงมวลดังภาพที่ 5-5 และ 5-7



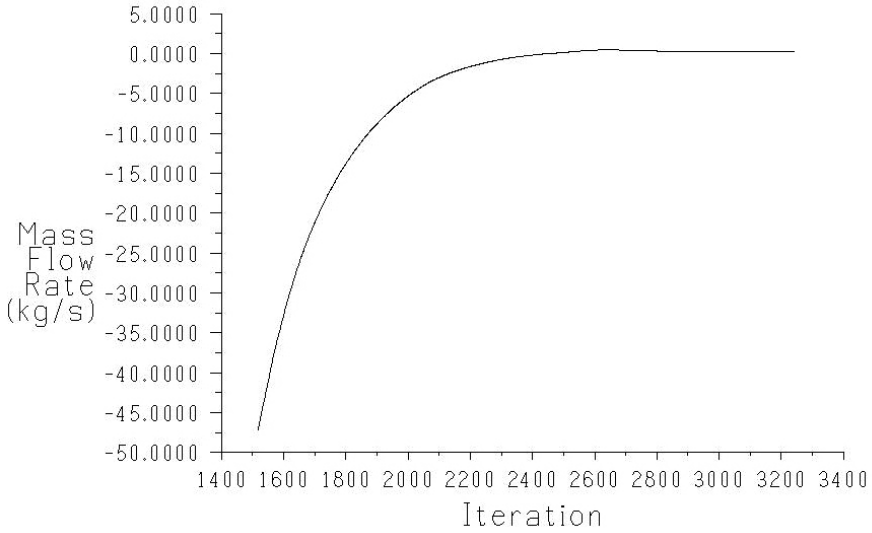
ภาพที่ 5-4 Residual ในการลู่เข้าของคำตอบในการคำนวณซ้ำของกรณีใบพัดโค้งเดี่ยว ช่องทางไหลวกกลับทำมุม 135°



ภาพที่ 5-5 Mass Flow Rate ของกรณีใบพัดโค้งเดี่ยวและช่องทางไหลทำมุมวกกลับ 135°



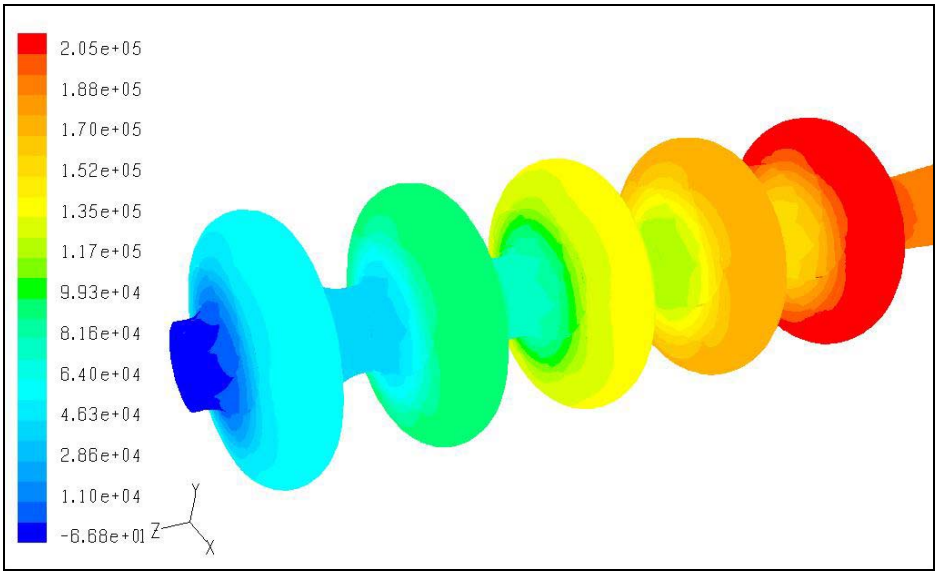
ภาพที่ 5-6 Residual ในการลู่เข้าของคำตอบในการคำนวณซ้ำของกรณีใบพัดโค้งผสม 2 รัศมีและช่องทางไหลวกกลับทำมุม 135°



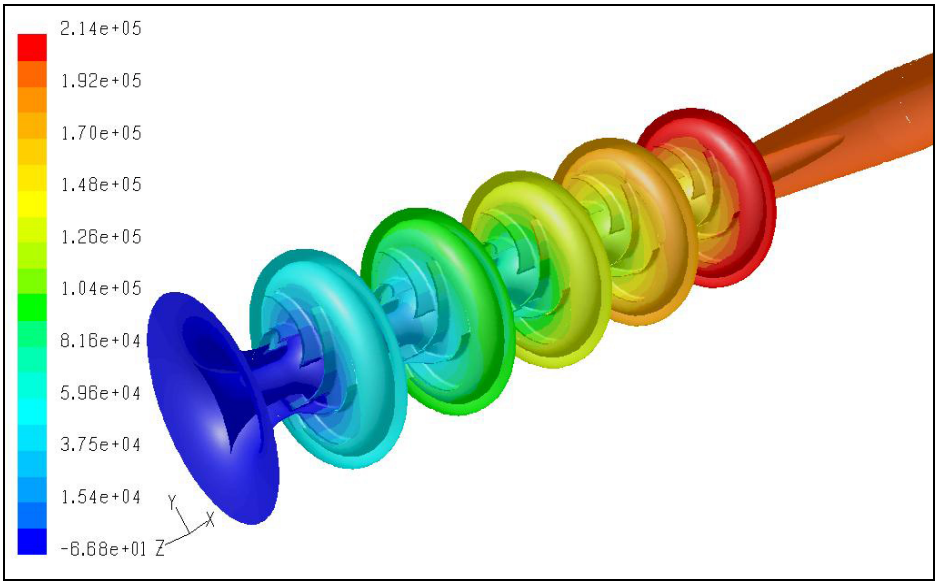
ภาพที่ 5-7 Mass Flow Rate ของกรณีใบพัดโค้งผสม 2 รัศมีและช่องทางไหลทำมุมวกกลับ 135°

5.3 ผลการจำลองของเครื่องสูบน้ำบาดาลชนิด 5 ชั้น

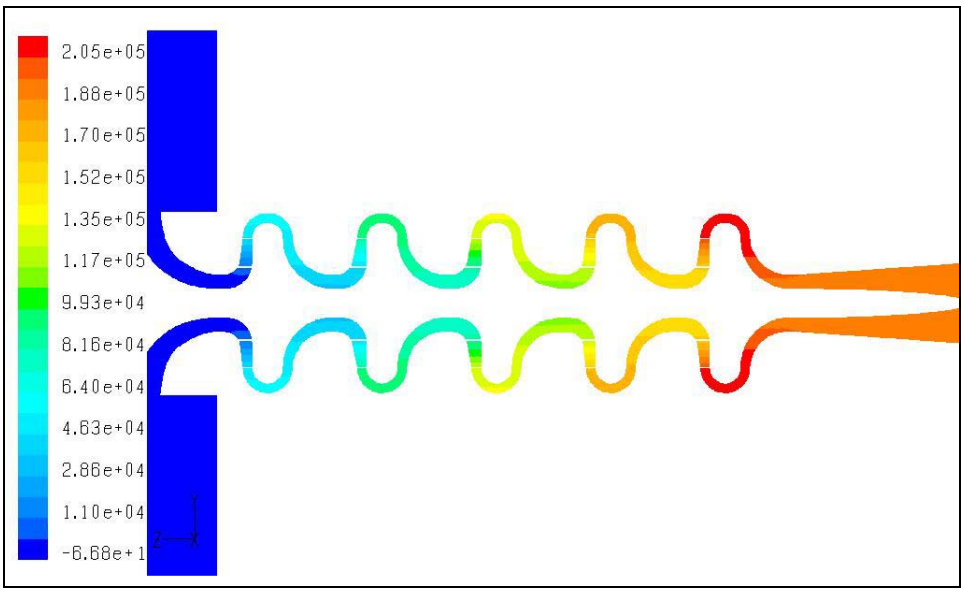
5.3.1 ผลการจำลองของการไหลกรณีใช้ใบพัดชนิดโค้งเดี่ยว (Single Arc) และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 180^{0}



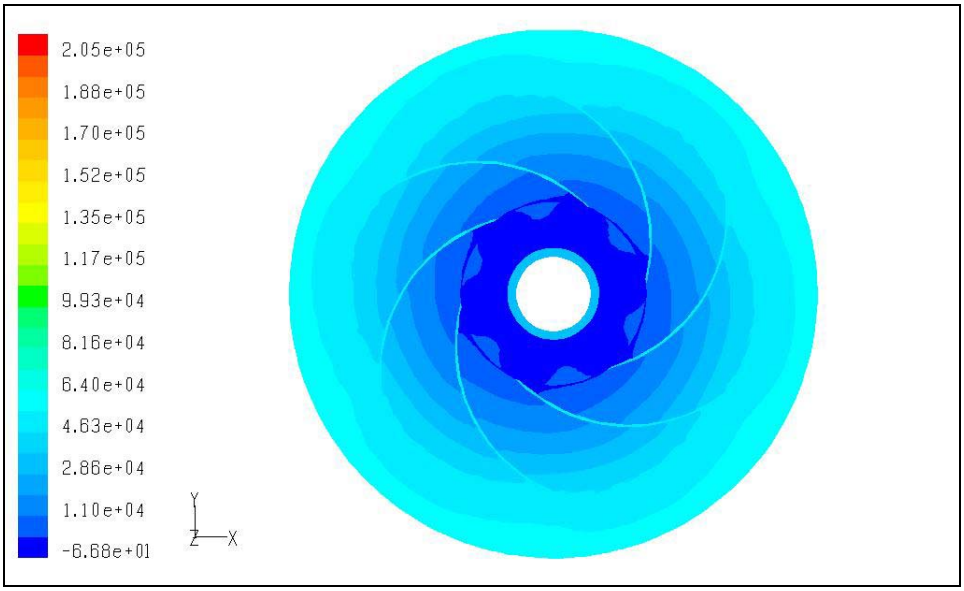
ภาพที่ 5-8 ภาพแสดงการกระจายความดันของใบพัดชนิด Single Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 180^{0} หน่วย Pascal



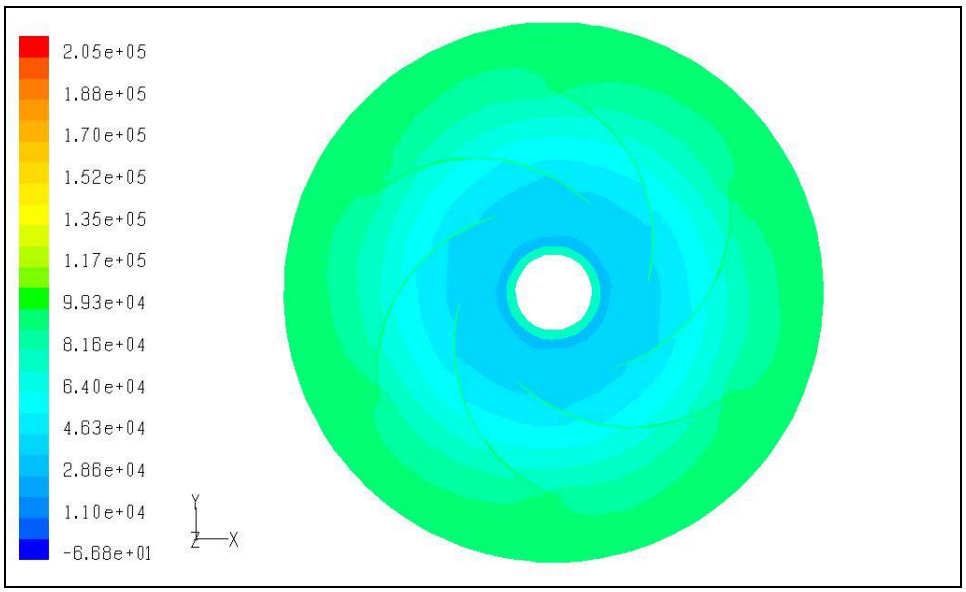
ภาพที่ 5-9 ภาพแสดงการกระจายความดันด้านในของใบพัดชนิด Single Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 180^{0} หน่วย Pascal



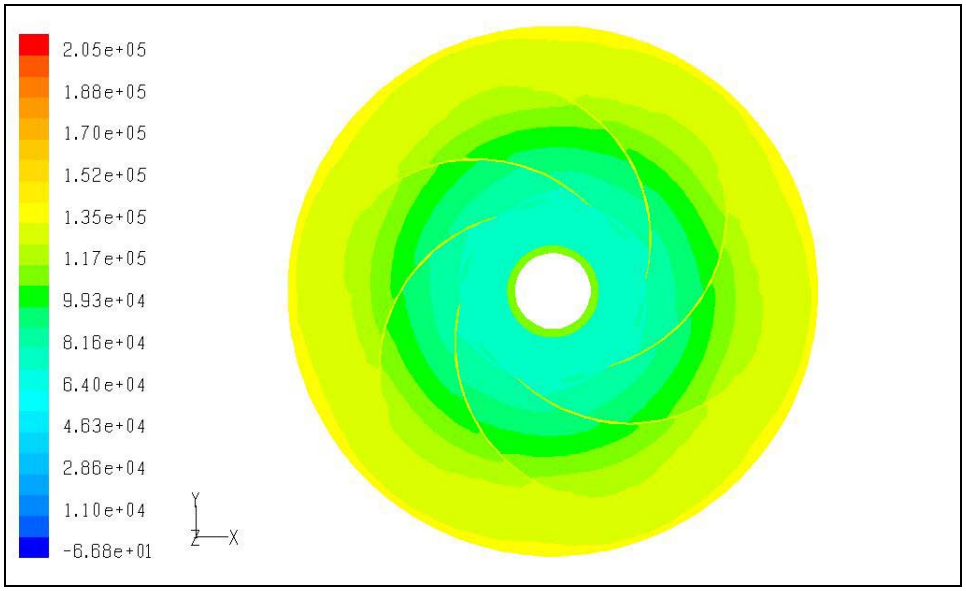
ภาพที่ 5-10 ภาพตัดแสดงการกระจายความดันของใบพัดชนิด Single Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ180° หน่วย Pascal



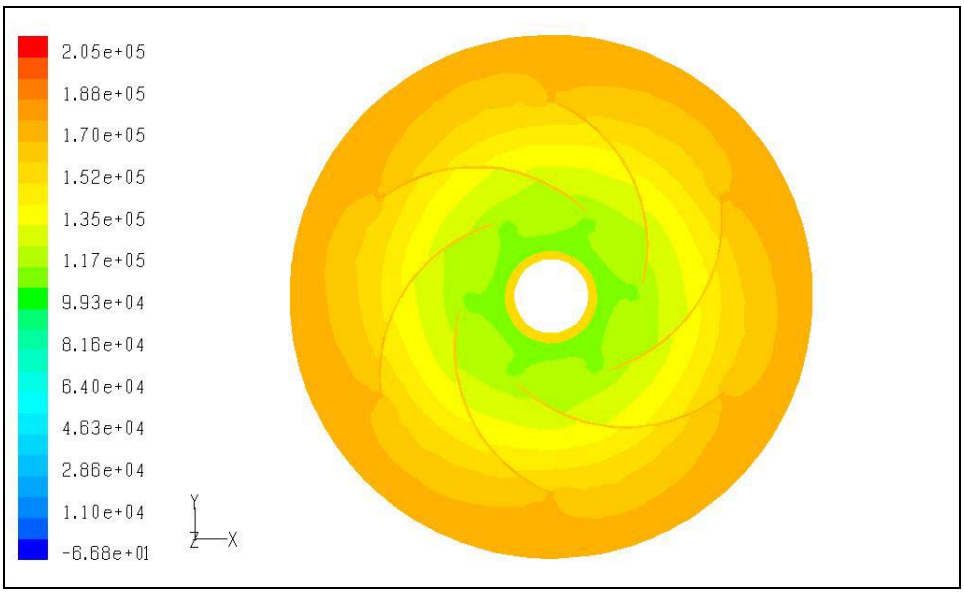
ภาพที่ 5-11 ภาพตัดแสดงการกระจายความดันของใบพัดชนิด Single Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ180° ใน stage ที่ 1 หน่วย Pascal



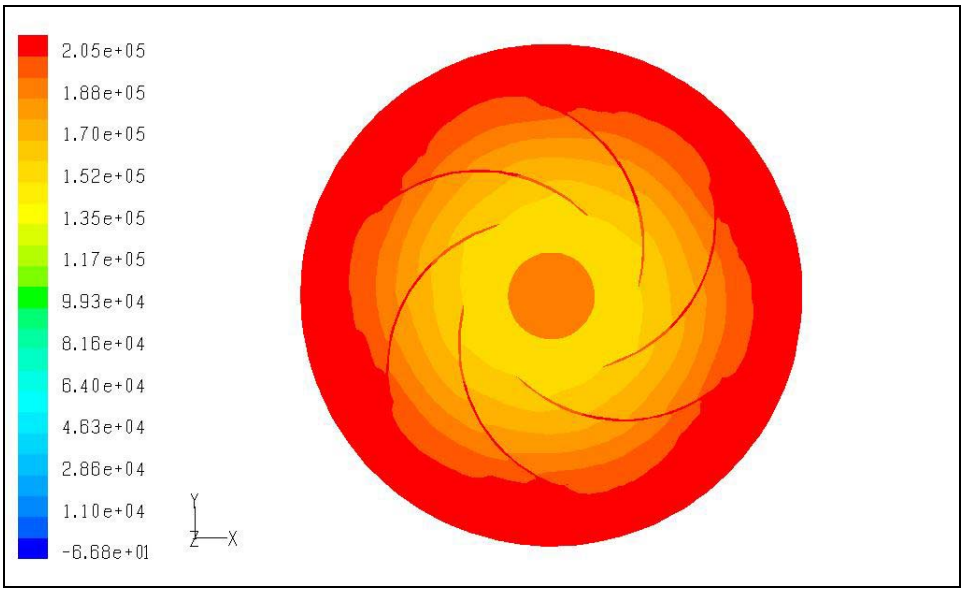
ภาพที่ 5-12 ภาพตัดแสดงการกระจายความดันของใบพัดชนิด Single Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ180° ใน stage ที่ 2 หน่วย Pascal



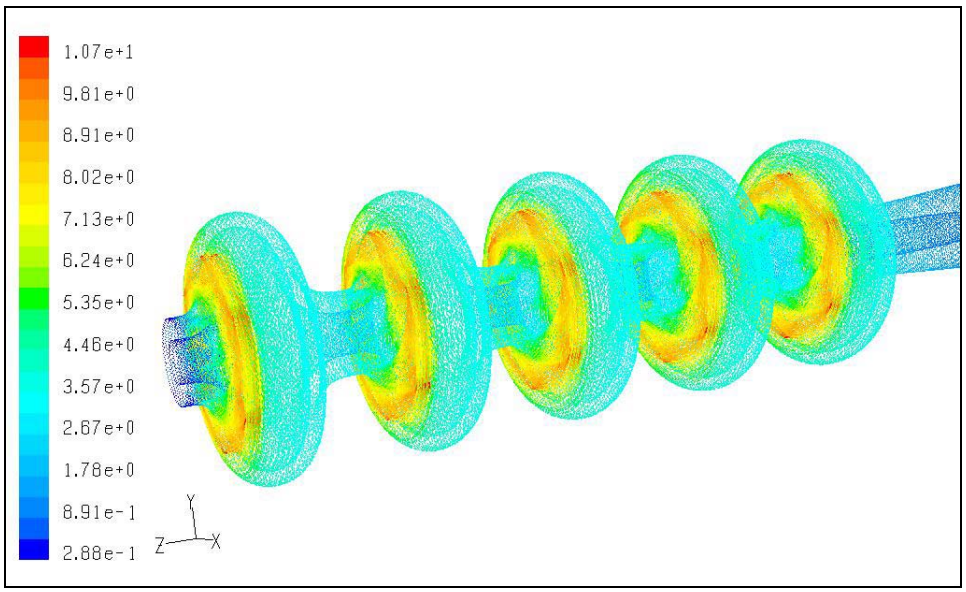
ภาพที่ 5-13 ภาพตัดแสดงการกระจายความดันของใบพัดชนิด Single Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ180° ใน stage ที่ 3 หน่วย Pascal



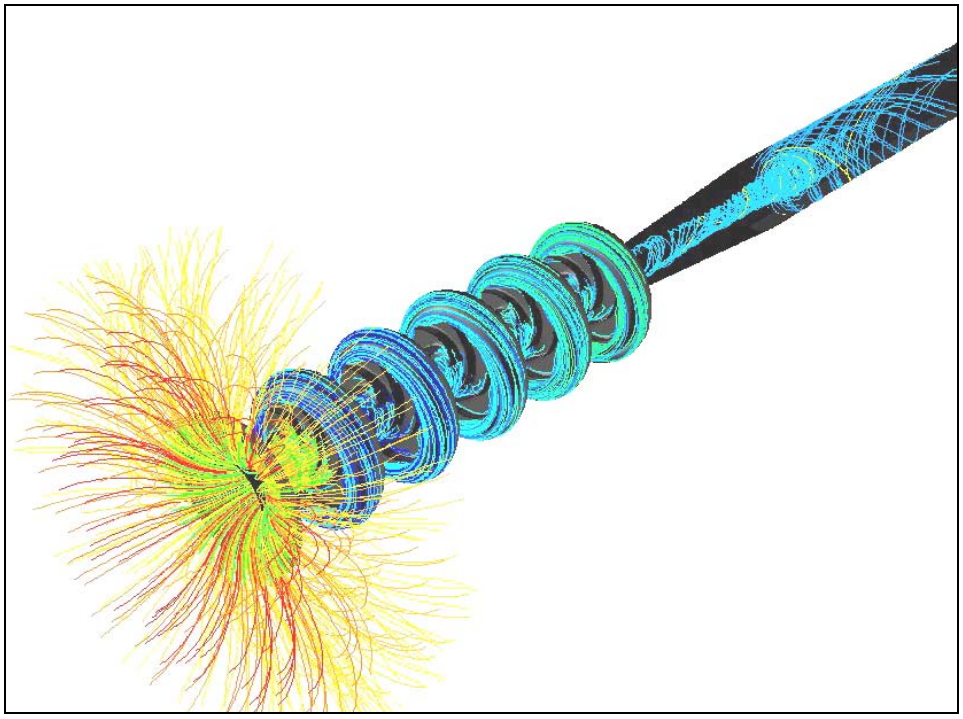
ภาพที่ 5-14 ภาพตัดแสดงการกระจายความดันของใบพัดชนิด Single Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ180° ใน stage ที่ 4 หน่วย Pascal



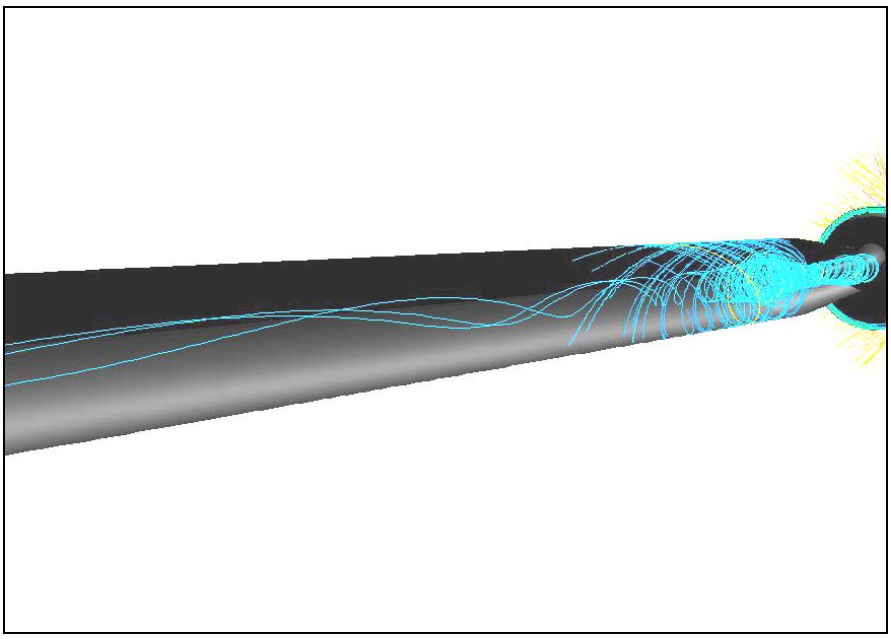
ภาพที่ 5-15 ภาพตัดแสดงการกระจายความดันของใบพัดชนิด Single Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ180° ใน stage ที่ 5 หน่วย Pascal



ภาพที่ 5-16 ภาพแสดงการกระจายเวกเตอร์ความเร็วของน้ำที่ไหลผ่านใบพัดทั้ง 5 ชั้นในกรณีของใบพัดชนิด Single Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 180° หน่วย m/s

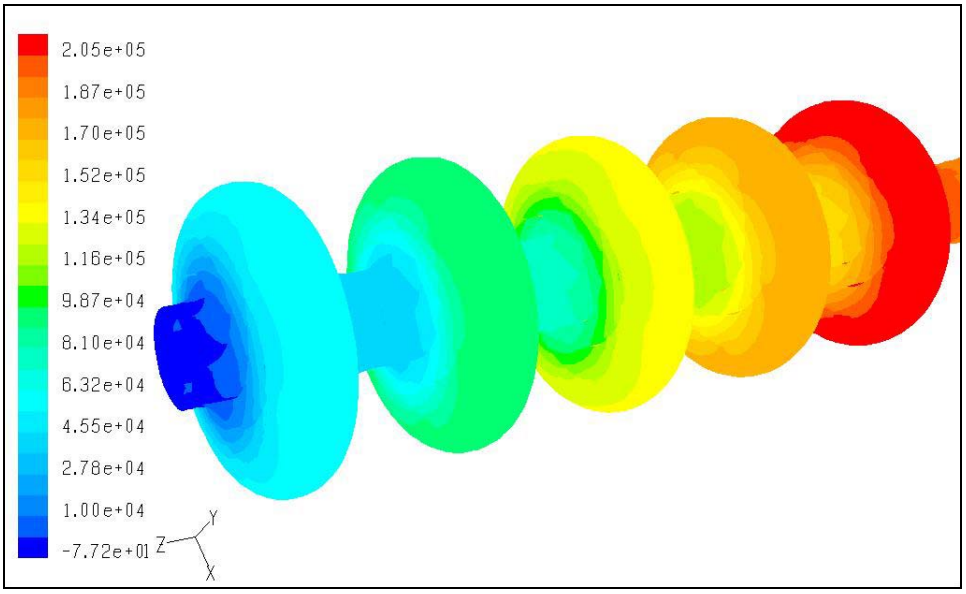


ภาพที่ 5-17 ภาพแสดงเส้นทางการไหลของอนุภาคน้ำที่ไหลผ่านเครื่องสูบน้ำในกรณีของใบพัดชนิด Single Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 180°

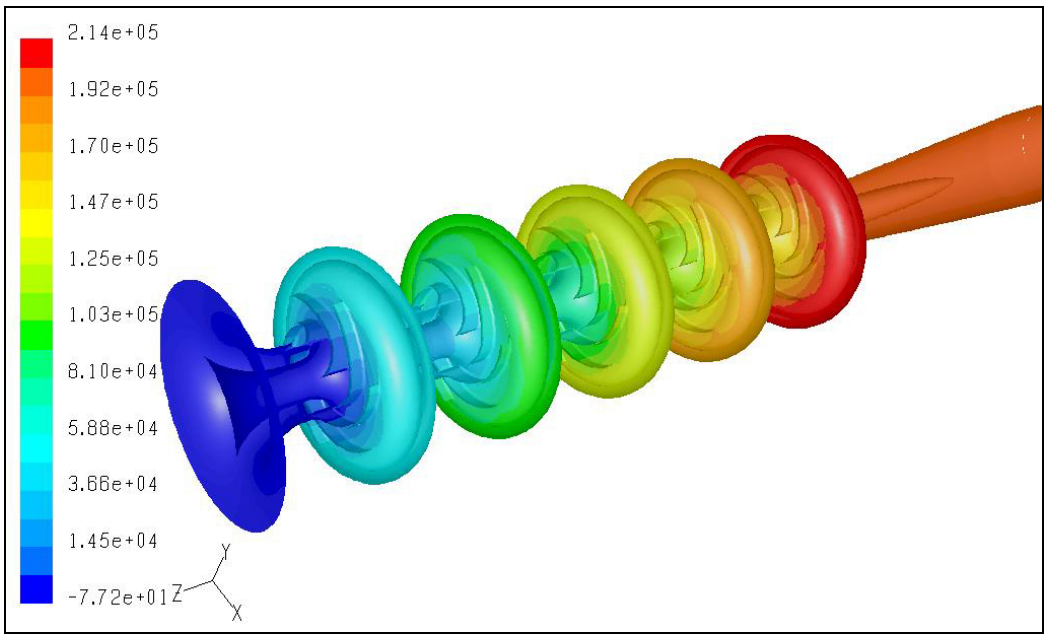


ภาพที่ 5-18 ภาพแสดงเส้นทางการไหลของอนุภาคน้ำที่ไหลออกจากครื่องสูบน้ำในกรณีของใบพัดชนิด Single Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 180°

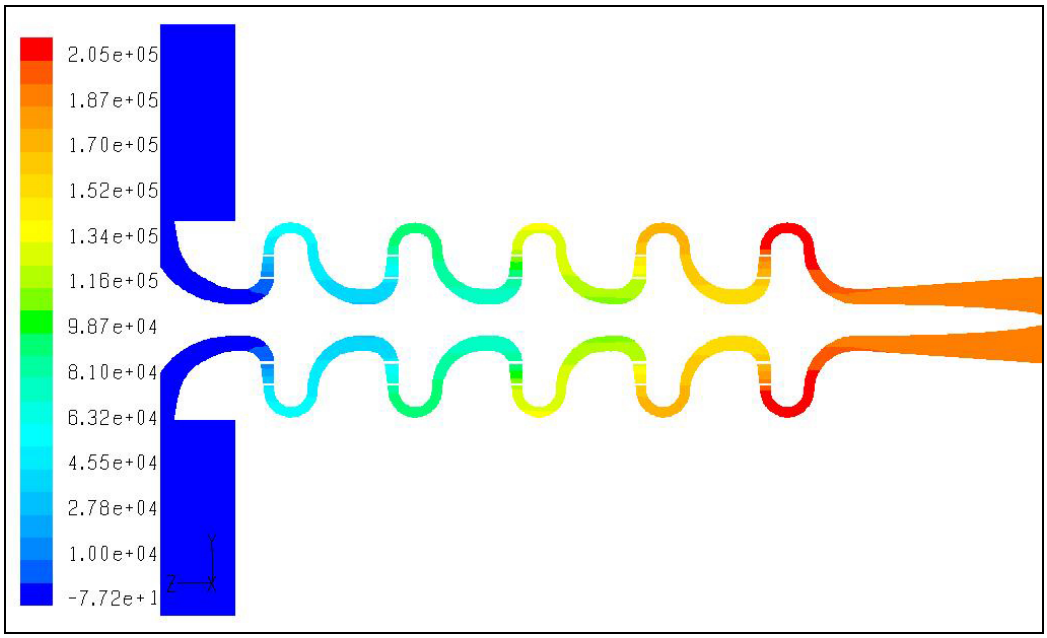
5.3.2 ผลการจำลองของการไหลของใบพัดชนิดโค้งผสม 2 รัศมี (Double Arc) และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 180°



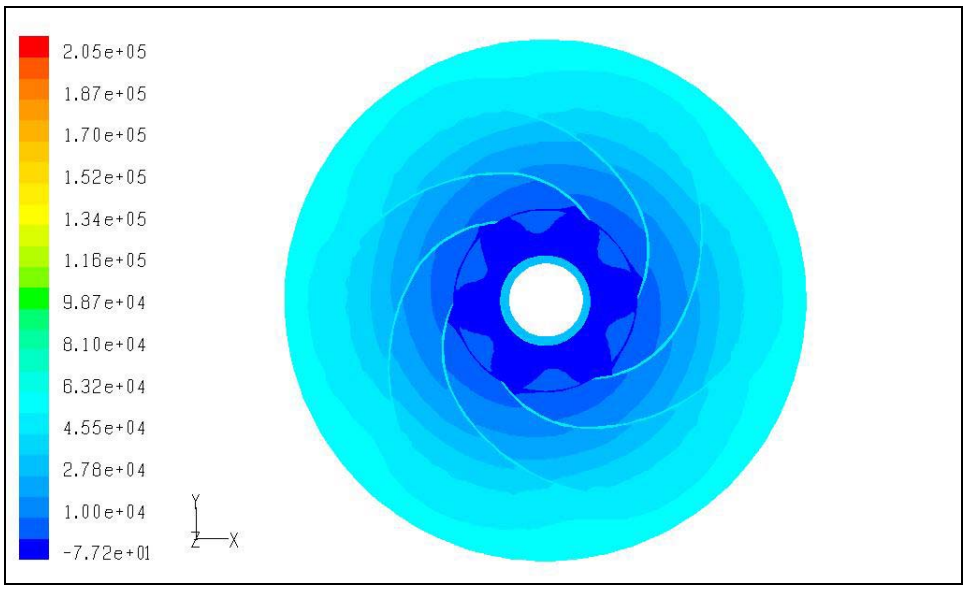
ภาพที่ 5-19 ภาพแสดงการกระจายความดันของใบพัดชนิด Double Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 180° หน่วย Pascal



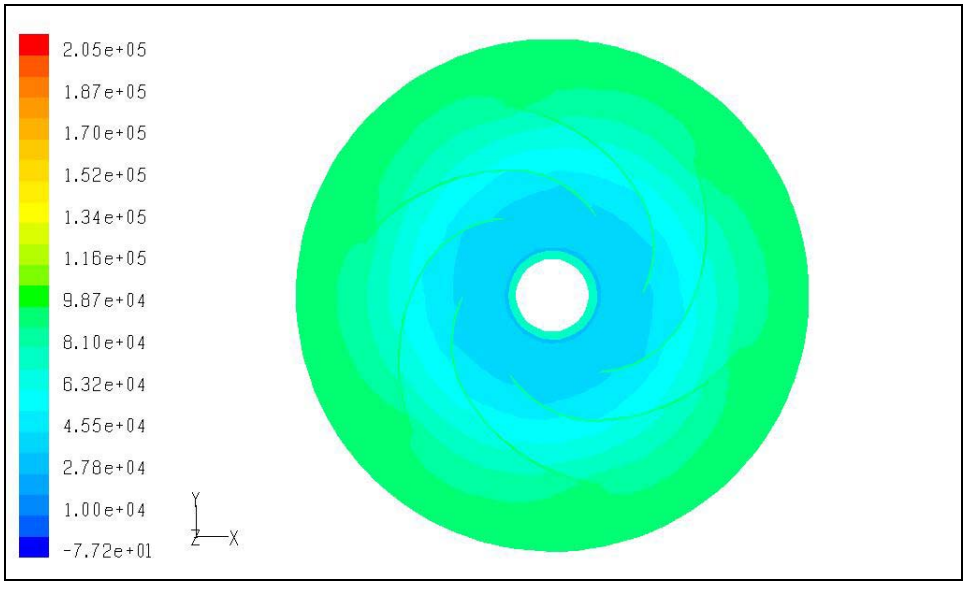
ภาพที่ 5-20 ภาพแสดงการกระจายความดันด้านในของใบพัดชนิด Single Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 180° หน่วย Pascal



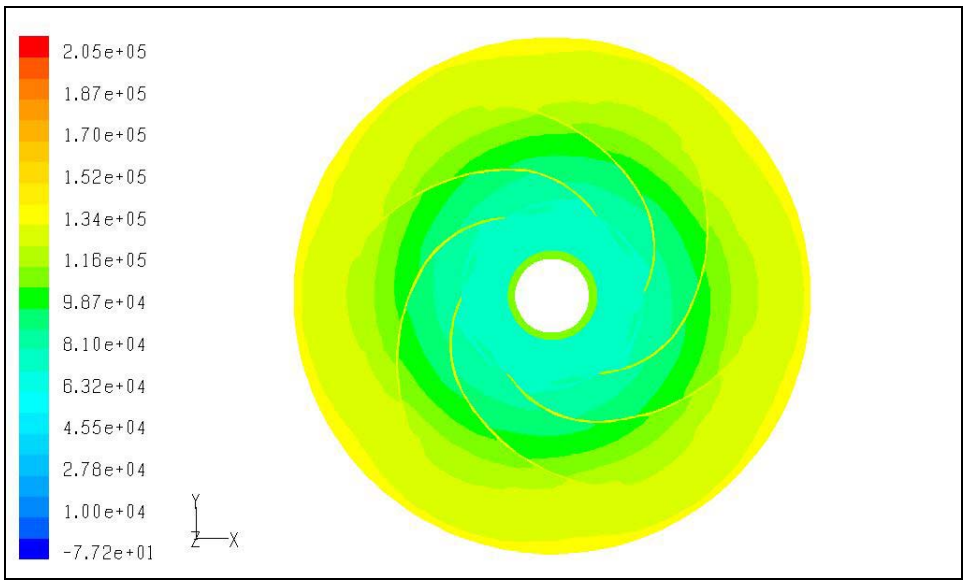
ภาพที่ 5-21 ภาพตัดแสดงการกระจายความดันของใบพัดชนิด Double Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 180° หน่วย Pascal



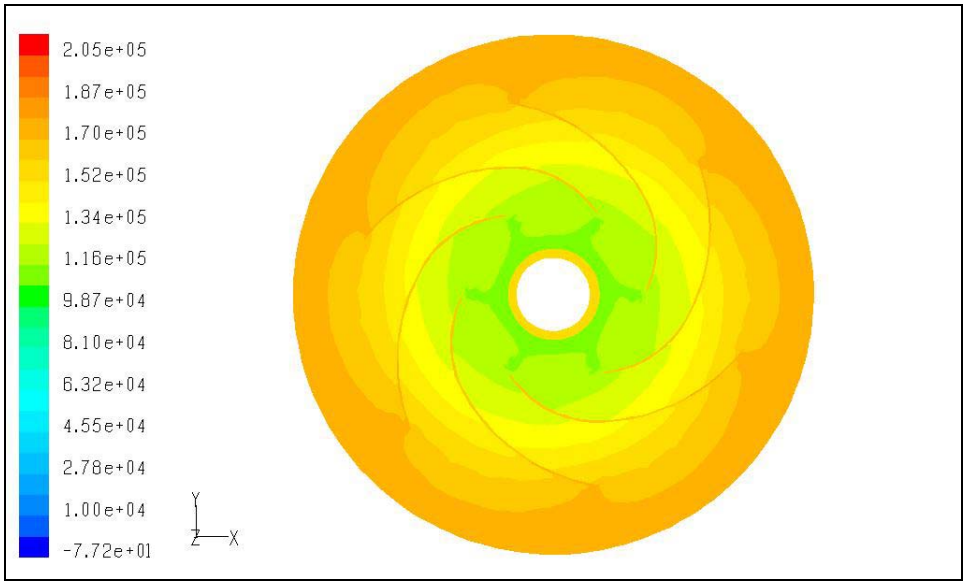
ภาพที่ 5-22 ภาพตัดแสดงการกระจายความดันของใบพัดชนิด Double Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ180° ใน stage ที่ 1 หน่วย Pascal



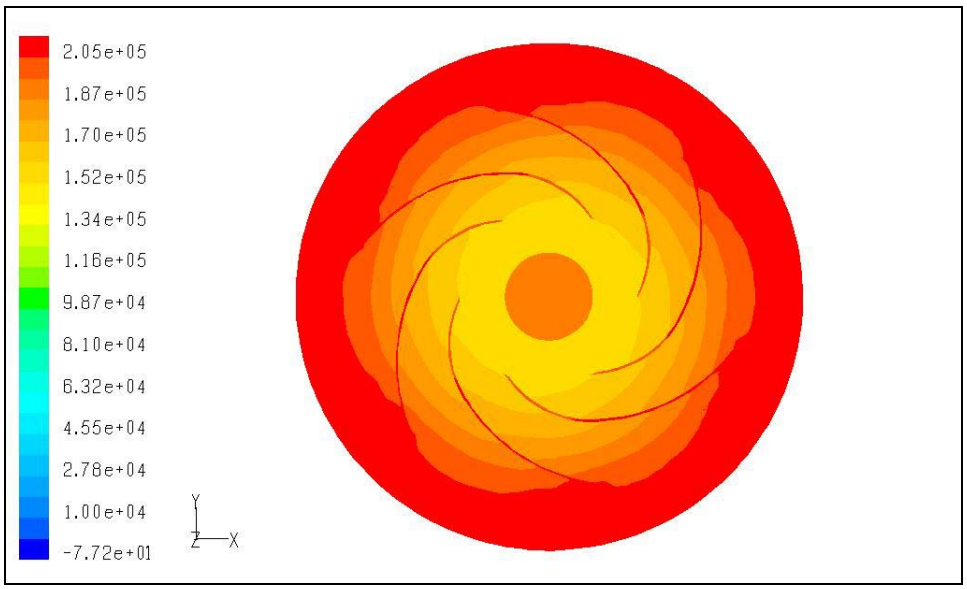
ภาพที่ 5-23 ภาพตัดแสดงการกระจายความดันของใบพัดชนิด Double Arcและมีมุมช่องทางไหลวกกลับ180° ใน stage ที่ 2 หน่วย Pascal



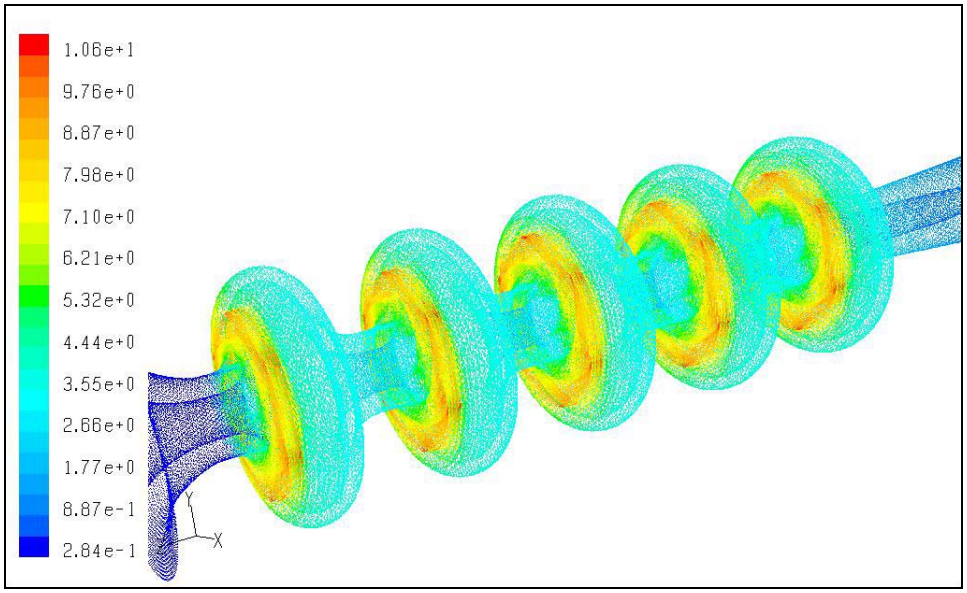
ภาพที่ 5-24 ภาพตัดแสดงการกระจายความดันของใบพัดชนิด Double Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ180° ใน stage ที่ 3 หน่วย Pascal



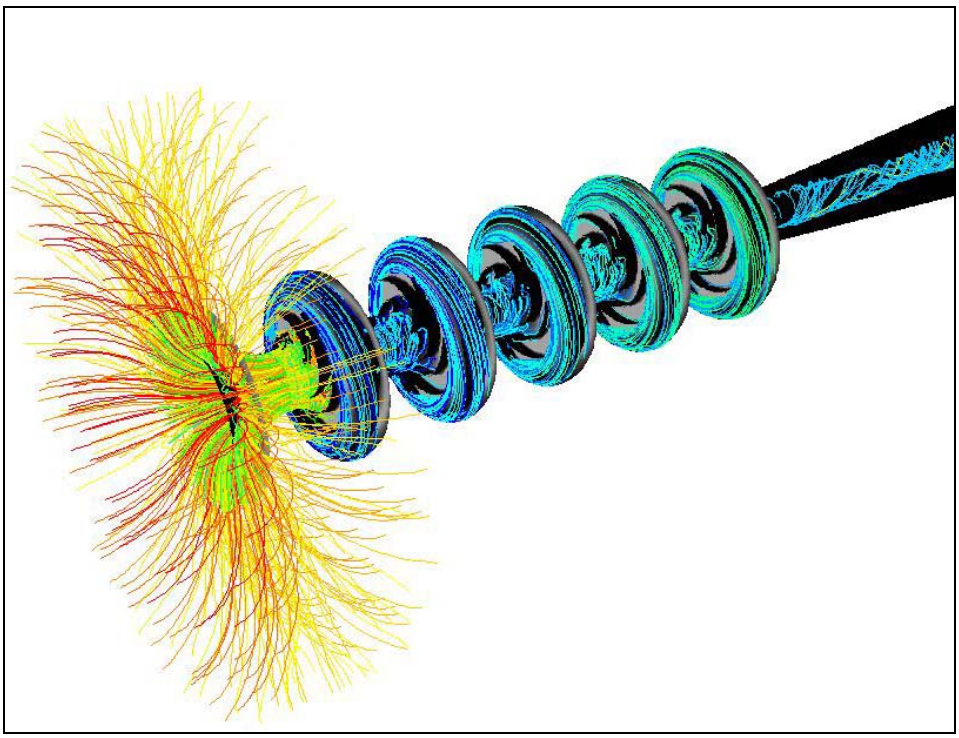
ภาพที่ 5-25 ภาพตัดแสดงการกระจายความดันของใบพัดชนิด Double Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ180° ใน stage ที่ 4 หน่วย Pascal



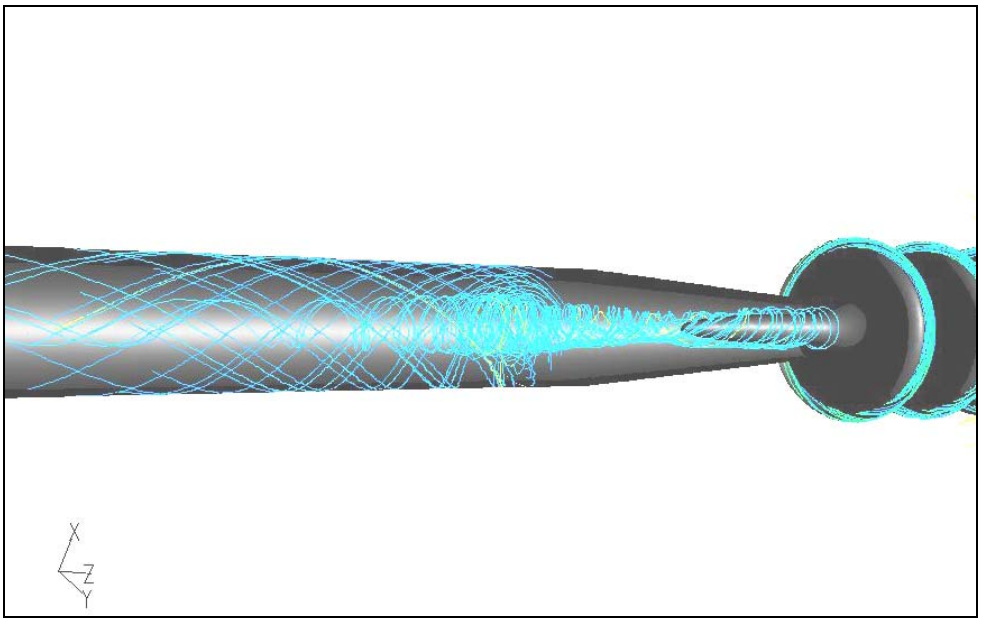
ภาพที่ 5-26 ภาพตัดแสดงการกระจายความดันของใบพัดชนิด Double Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ180° ใน stage ที่ 5 หน่วย Pascal



ภาพที่ 5-27 ภาพแสดงการกระจายเวกเตอร์ความเร็วของน้ำที่ไหลผ่านใบพัดทั้ง 5 ชั้นในกรณีของใบพัดชนิด Double Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 180° หน่วย m/s

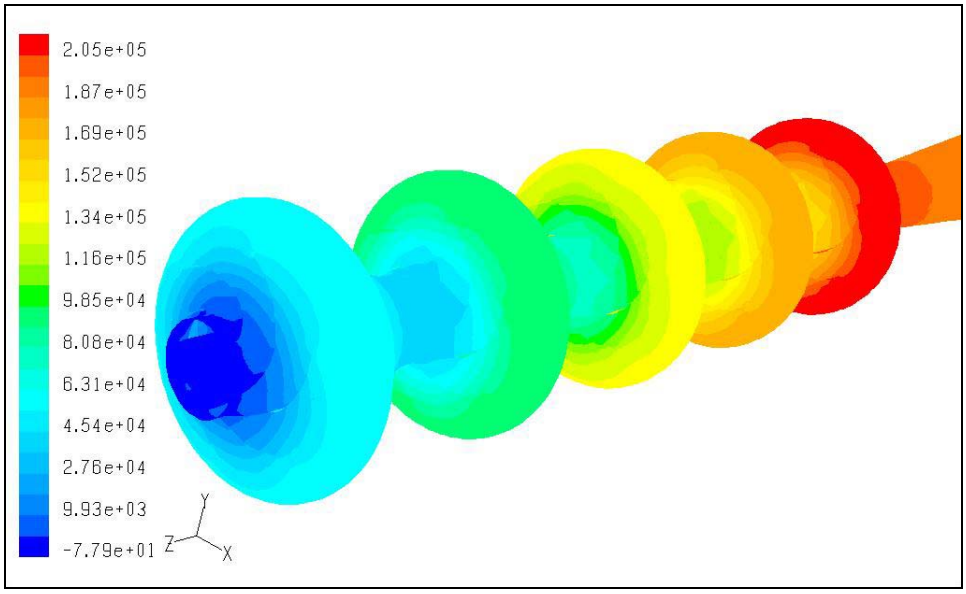


ภาพที่ 5-28 ภาพแสดงเส้นทางการไหลของอนุภาคน้ำที่ไหลผ่านเครื่องสูบน้ำในกรณีของใบพัดชนิด Double Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 180°

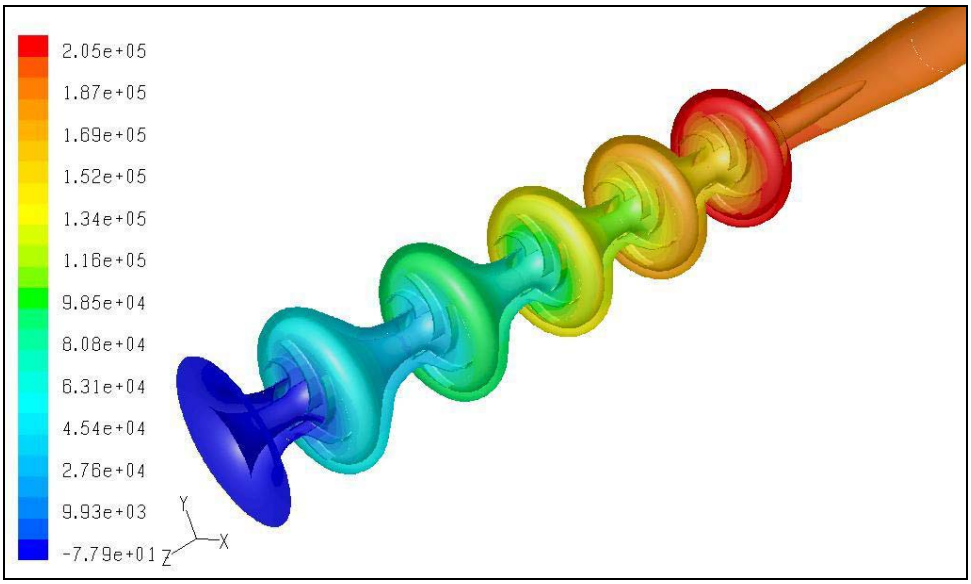


ภาพที่ 5-29 ภาพแสดงเส้นทางการไหลของอนุภาคน้ำที่ไหลออกจากเครื่องสูบน้ำในกรณีของใบพัดชนิด Double Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 180°

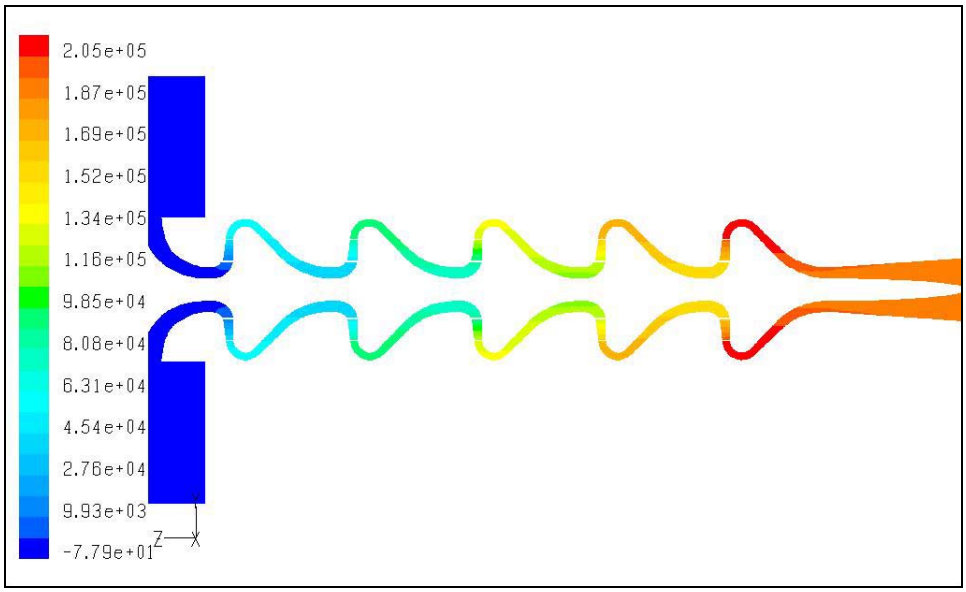
5.3.3 ผลการจำลองของการไหลของใบพัดชนิด Single Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 135^{o}



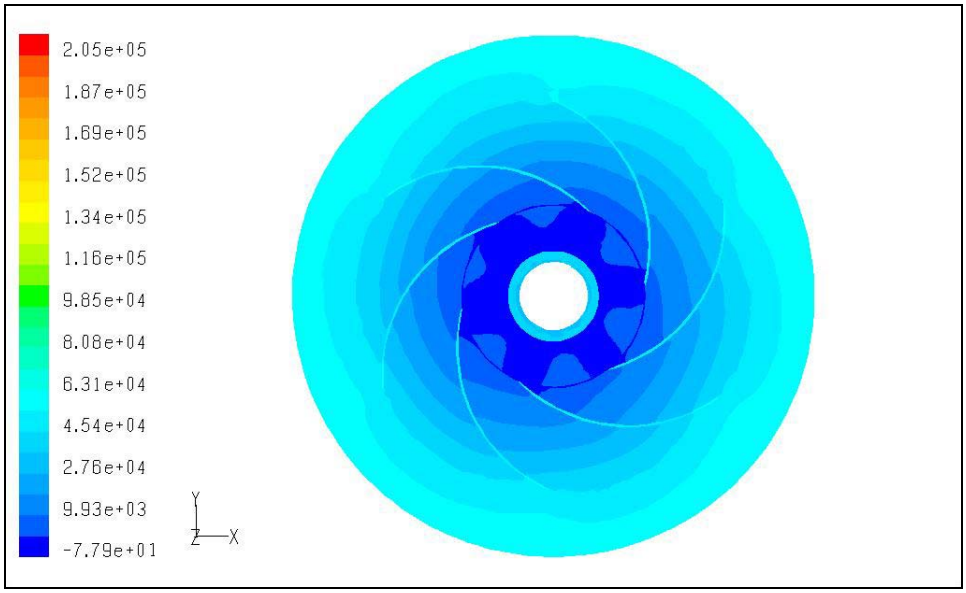
ภาพที่ 5-30 ภาพแสดงการกระจายความดันของใบพัดชนิด Single Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 135^{o} หน่วย Pascal



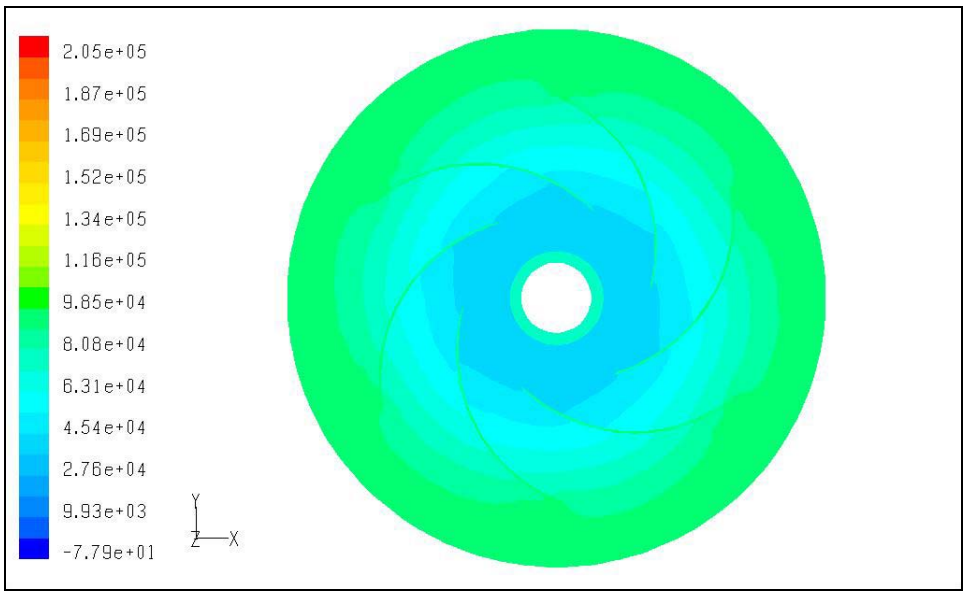
ภาพที่ 5-31 ภาพแสดงการกระจายความดันด้านในของใบพัดชนิด Single Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 135^{o} หน่วย Pascal



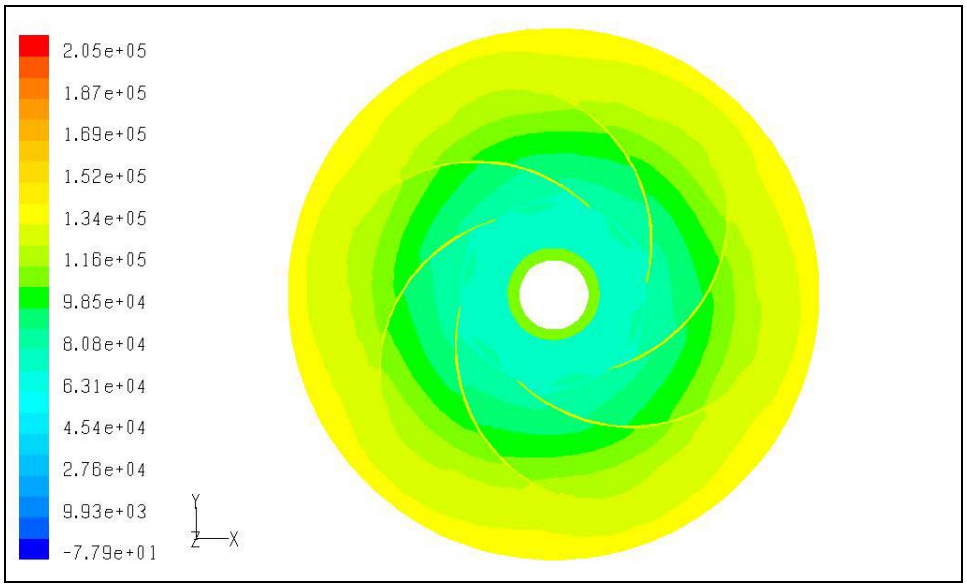
ภาพที่ 5-32 ภาพตัดแสดงการกระจายความดันของใบพัดชนิด Single Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 135° หน่วย Pascal



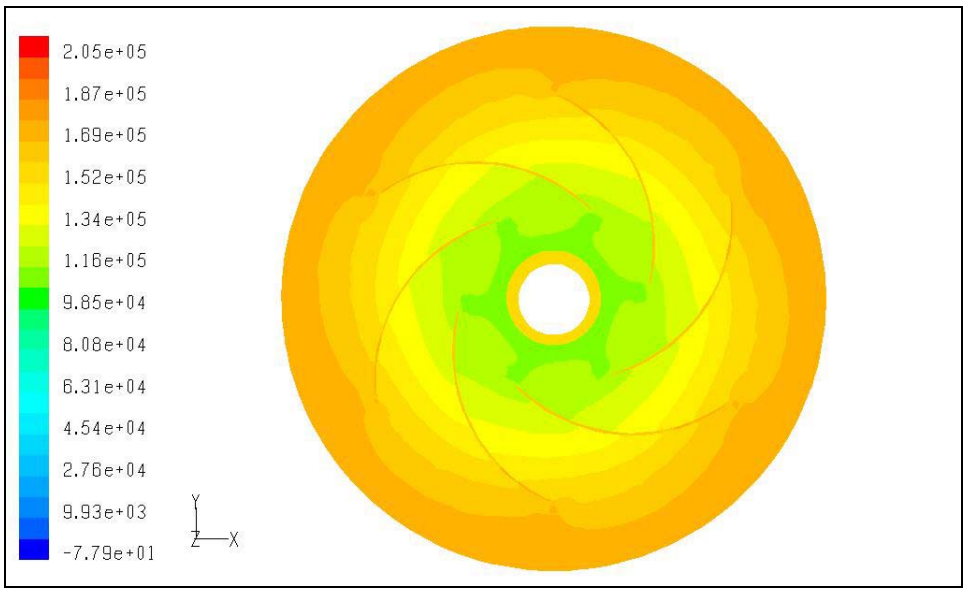
ภาพที่ 5-33 ภาพตัดแสดงการกระจายความดันของใบพัดชนิด Single Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 135° ใน stage ที่ 1 หน่วย Pascal



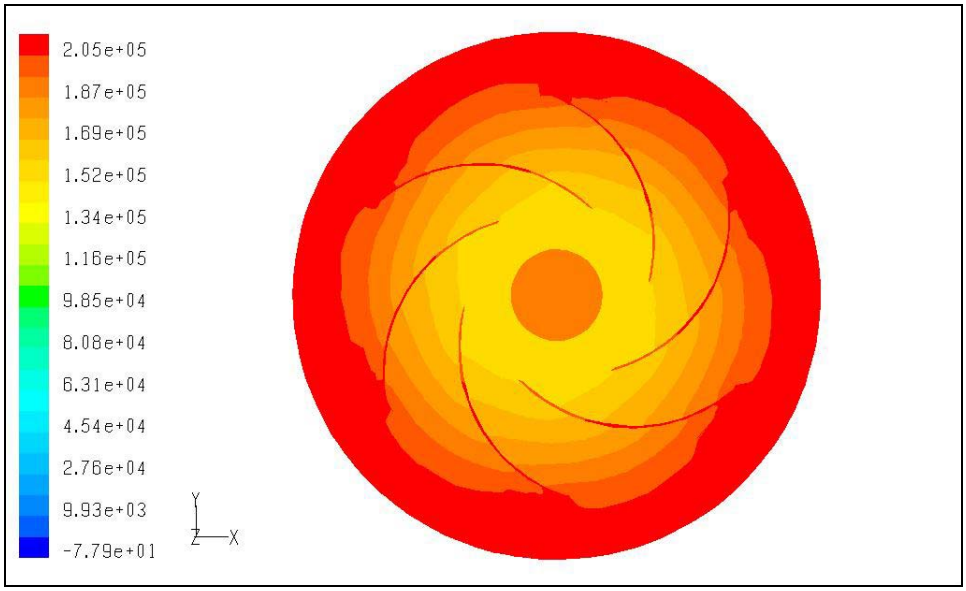
ภาพที่ 5-34 ภาพตัดแสดงการกระจายความดันของใบพัดชนิด Single Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 135° ใน stage ที่ 2 หน่วย Pascal



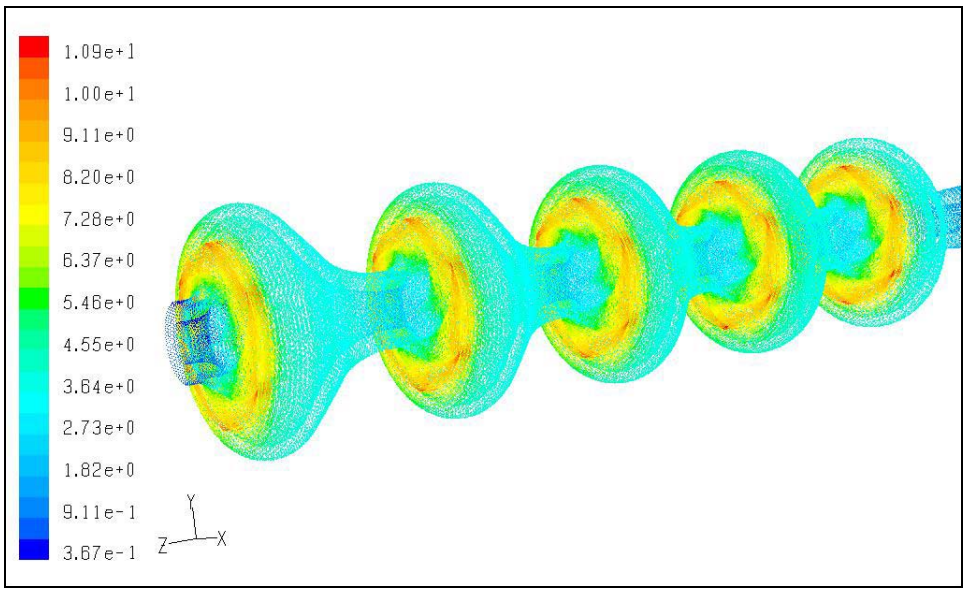
ภาพที่ 5-35 ภาพตัดแสดงการกระจายความดันของใบพัดชนิด Single Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 135° ใน stage ที่ 3 หน่วย Pascal



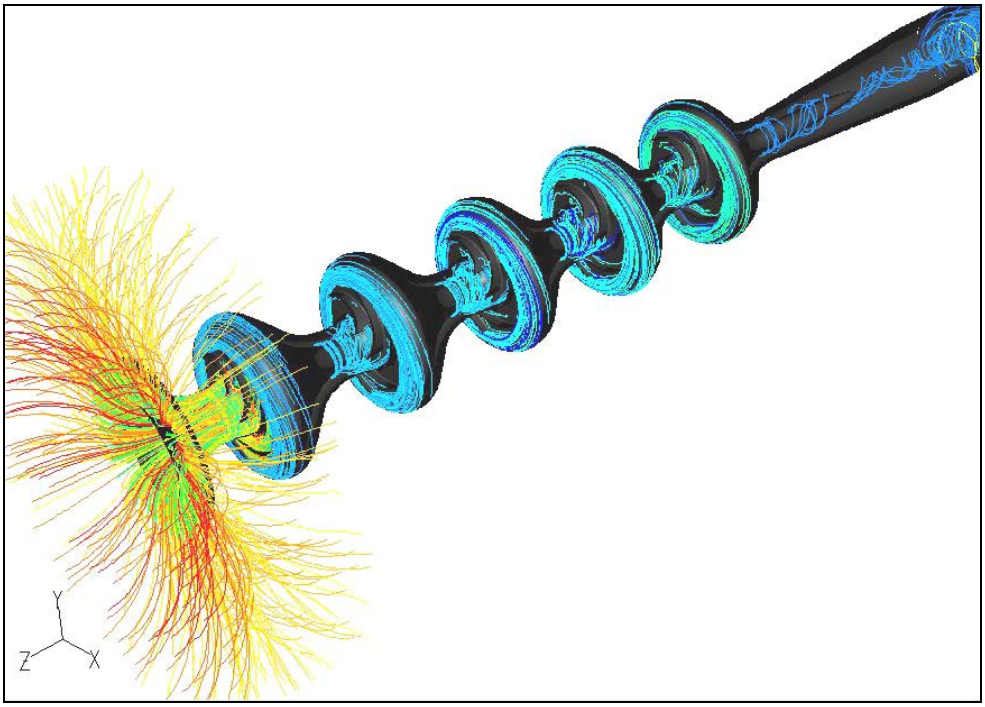
ภาพที่ 5-36 ภาพตัดแสดงการกระจายความดันของใบพัดชนิด Single Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 135° ใน stage ที่ 4 หน่วย Pascal



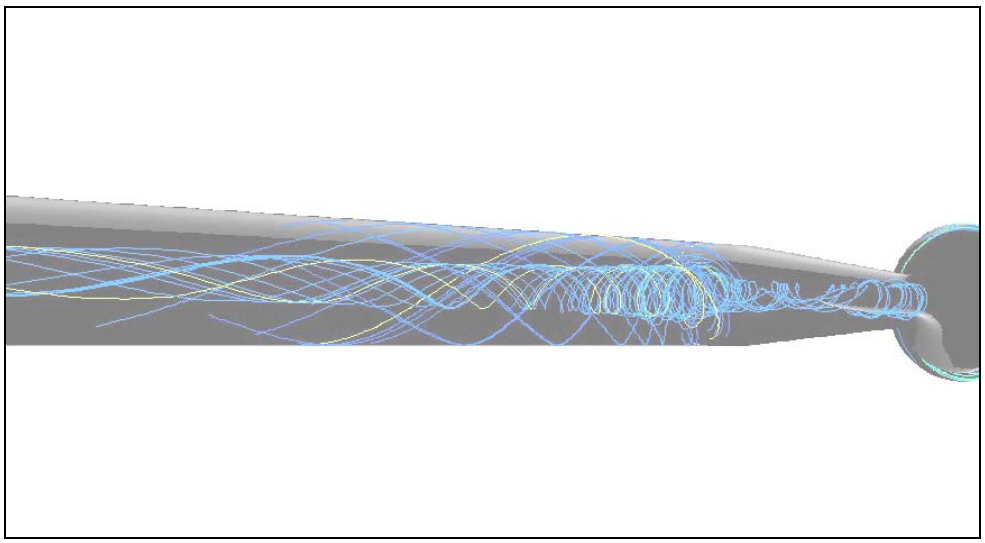
ภาพที่ 5-37 ภาพตัดแสดงการกระจายความดันของใบพัดชนิด Single Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 135° ใน stage ที่ 5 หน่วย Pascal



ภาพที่ 5-38 ภาพแสดงการกระจายเวกเตอร์ความเร็วของน้ำที่ไหลผ่านใบพัดทั้ง 5 ชั้นในกรณีของใบพัดชนิด Single Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ135^{o} หน่วย m/s

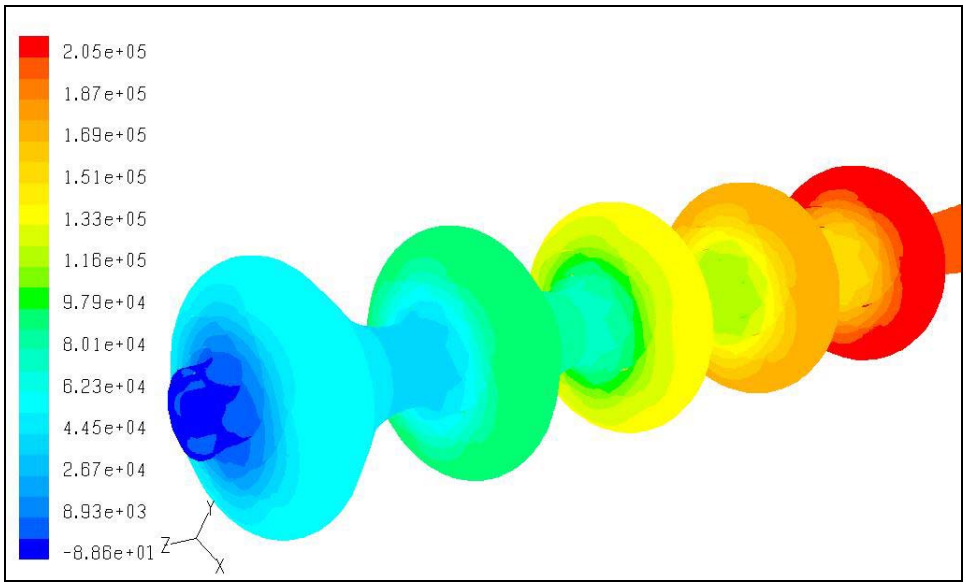


ภาพที่ 5-39 ภาพแสดงเส้นทางการไหลของอนุภาคน้ำที่ไหลผ่านเครื่องสูบน้ำในกรณีของใบพัดชนิด Single Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 135^{o}

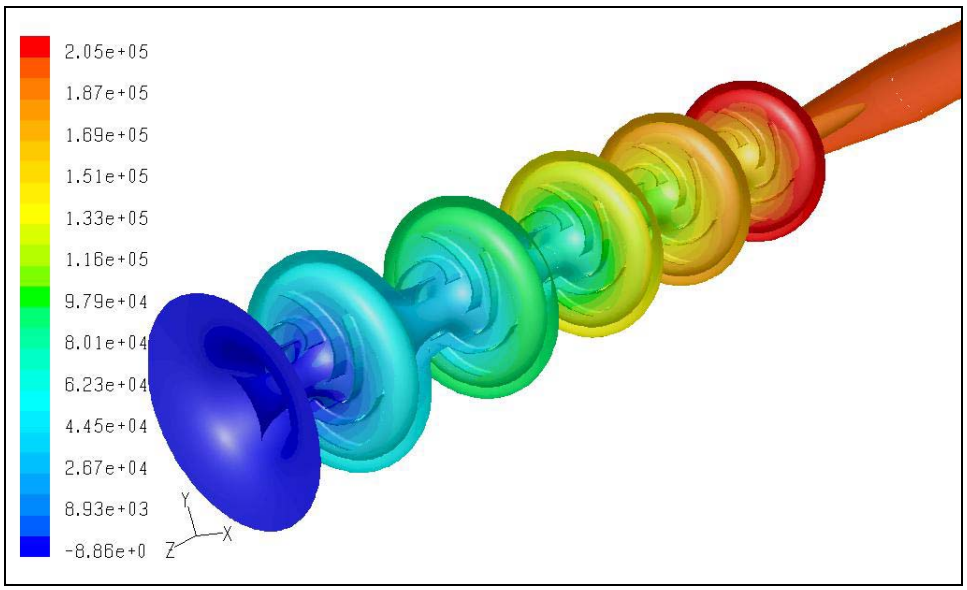


ภาพที่ 5-40 ภาพแสดงเส้นทางการไหลของอนุภาคน้ำที่ไหลออกจากเครื่องสูบน้ำในกรณีของใบพัดชนิด Single Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 135^{o}

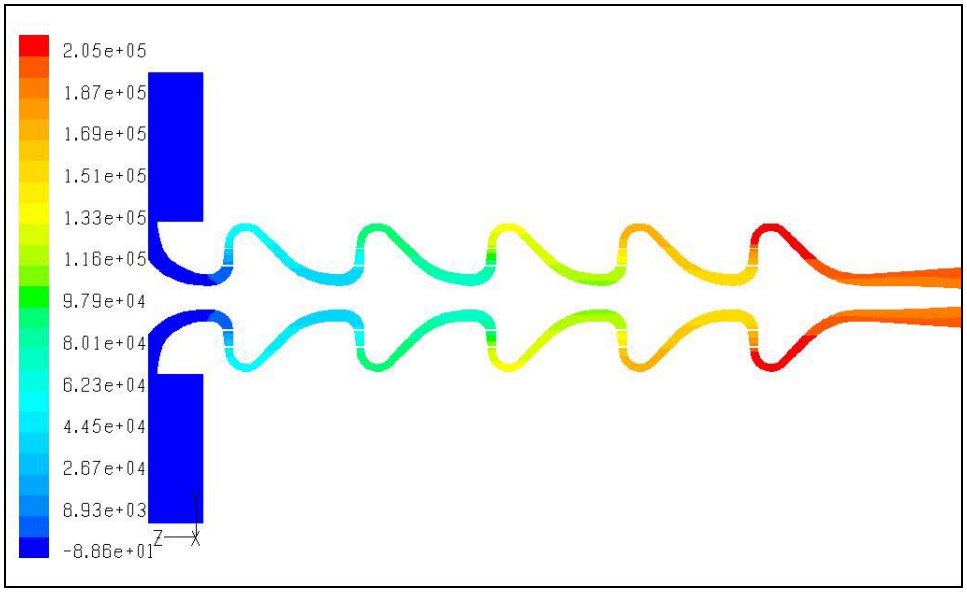
5.3.4 ผลการจำลองของการไหลของใบพัดชนิด Double Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 135^{0}



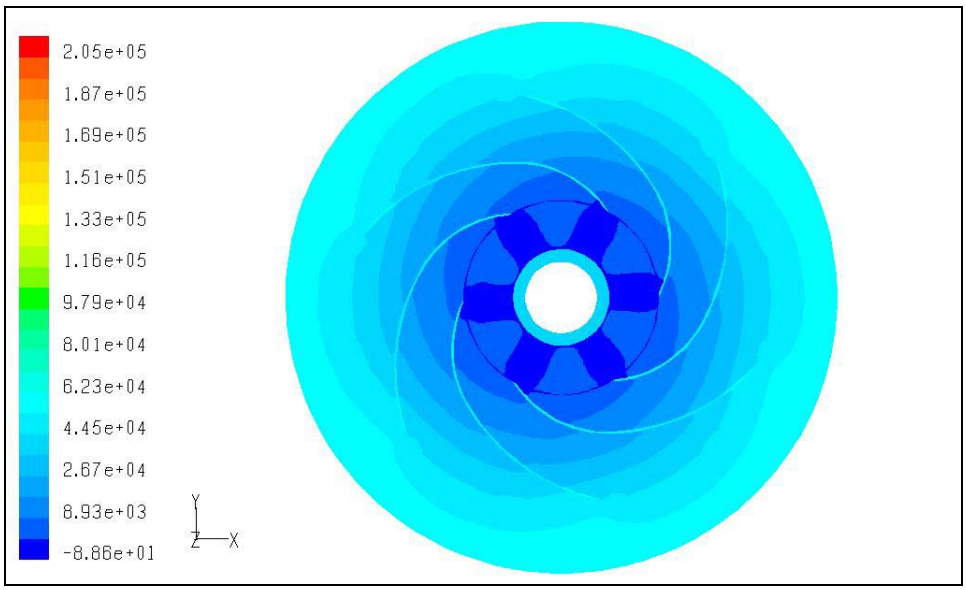
ภาพที่ 5-41 ภาพแสดงการกระจายความดันของใบพัดชนิด Double Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 135^{o} หน่วย Pascal



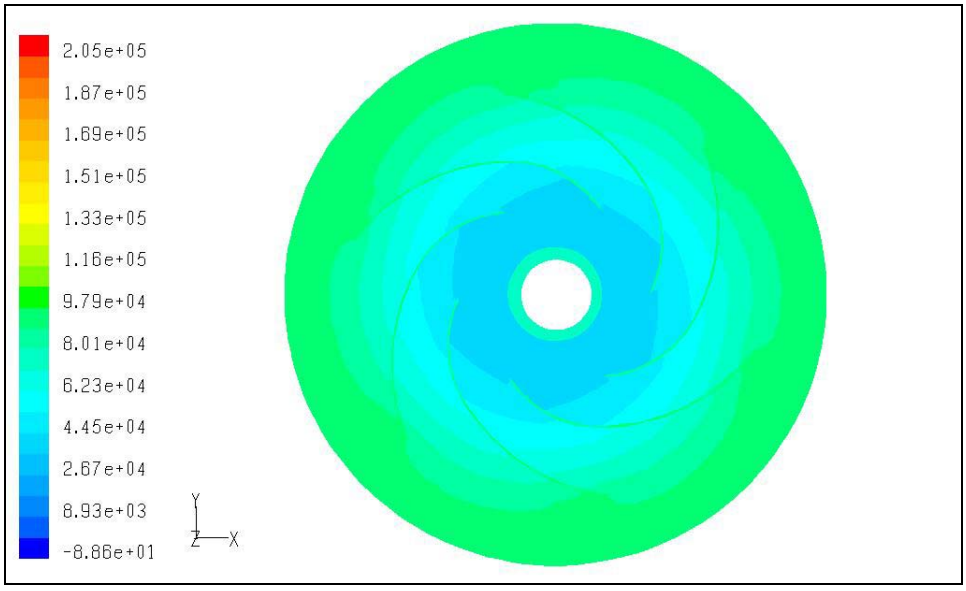
ภาพที่ 5-42 ภาพแสดงการกระจายความดันด้านในของใบพัดชนิด Double Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 135° หน่วย Pascal



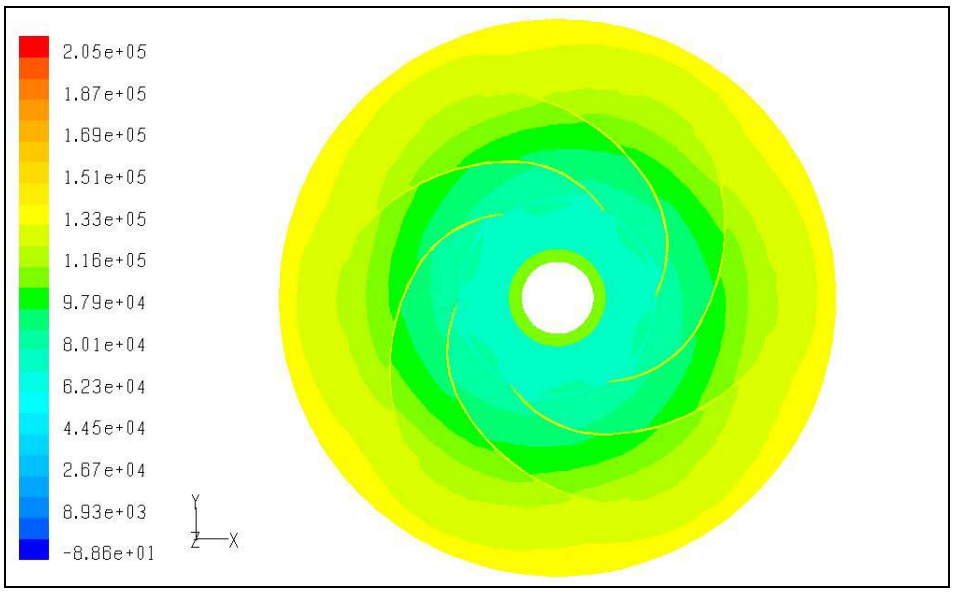
ภาพที่ 5-43 ภาพตัดแสดงการกระจายความดันของใบพัดชนิด Double Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 135° หน่วย Pascal



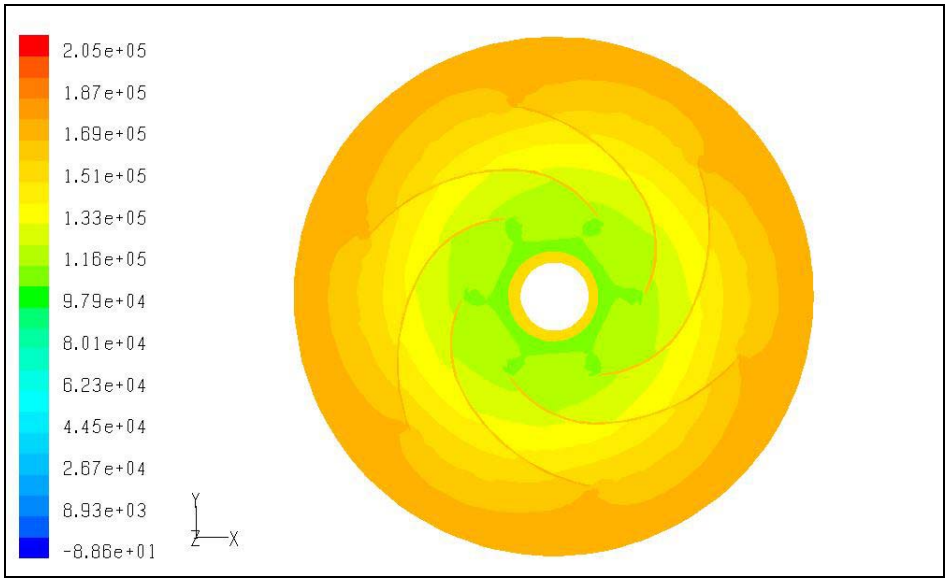
ภาพที่ 5-44 ภาพตัดแสดงการกระจายความดันของใบพัดชนิด Double Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 135° ใน stage ที่ 1 หน่วย Pascal



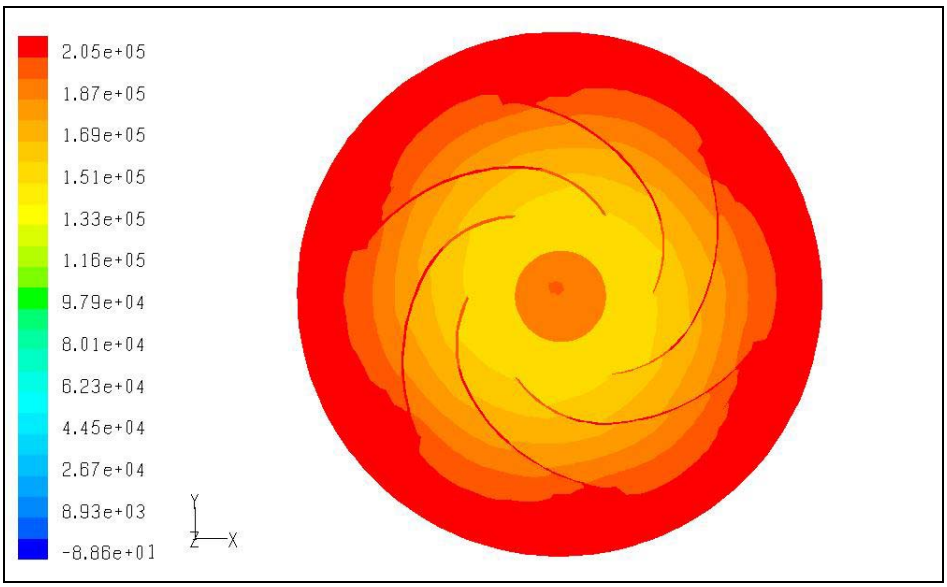
ภาพที่ 5-45 ภาพตัดแสดงการกระจายความดันของใบพัดชนิด Double Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 135° ใน stage ที่ 2 หน่วย Pascal



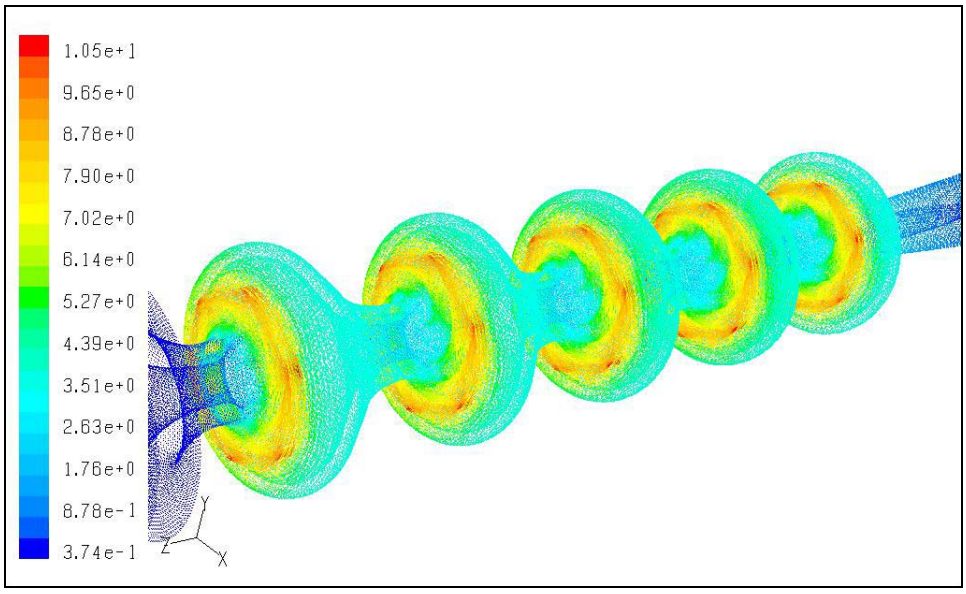
ภาพที่ 5-46 ภาพตัดแสดงการกระจายความดันของใบพัดชนิด Double Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 135° ใน stage ที่ 3 หน่วย Pascal



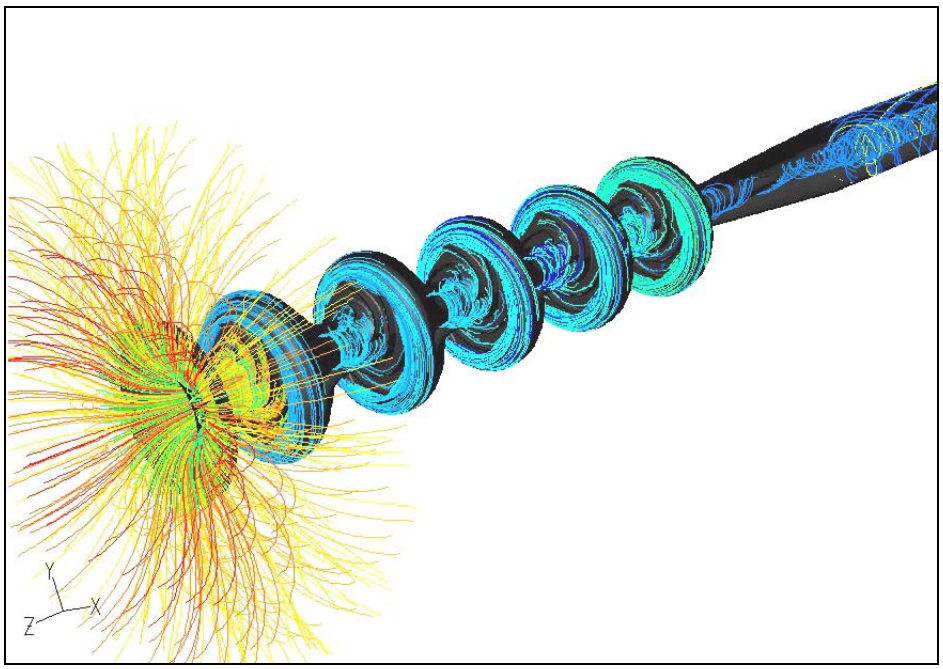
ภาพที่ 5-47 ภาพตัดแสดงการกระจายความดันของใบพัดชนิด Double Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 135° ใน stage ที่ 4 หน่วย Pascal



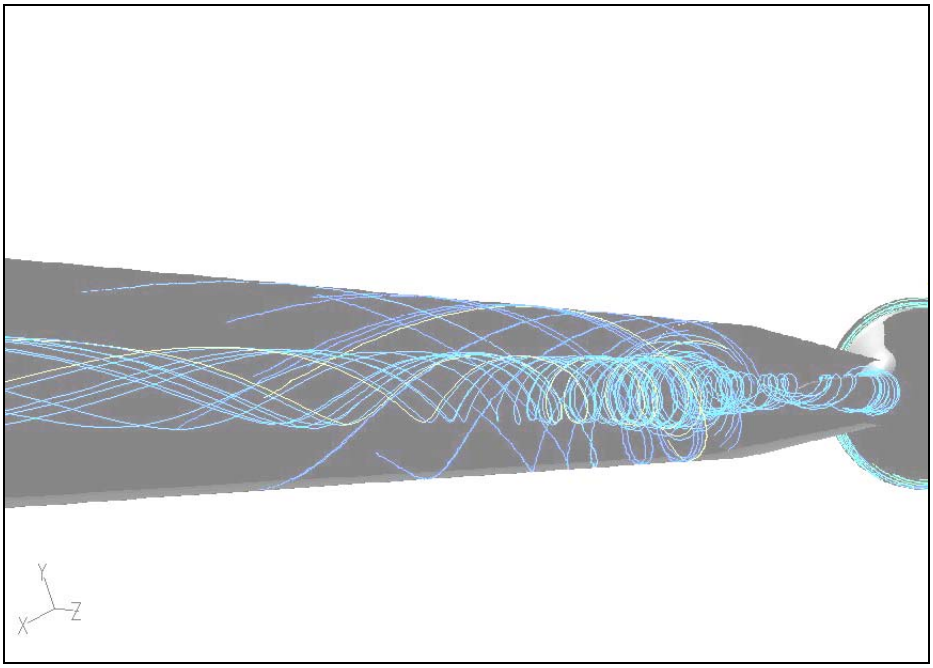
ภาพที่ 5-48 ภาพตัดแสดงการกระจายความดันของใบพัดชนิด Double Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 135° ใน stage ที่ 5 หน่วย Pascal



ภาพที่ 5-49 ภาพแสดงการกระจายเวกเตอร์ความเร็วของน้ำที่ไหลผ่านใบพัดทั้ง 5 ชั้นในกรณีของใบพัดชนิด Double Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 135° หน่วย m/s



ภาพที่ 5-50 ภาพแสดงเส้นทางการไหลของอนุภาคน้ำที่ไหลผ่านเครื่องสูบน้ำในกรณีของใบพัดชนิด Double Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 135°



ภาพที่ 5-51 ภาพแสดงเส้นทางการไหลของอนุภาคน้ำที่ไหลออกจากเครื่องสูบน้ำในกรณีของใบพัดชนิด Double Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 135°

5.4 การวิเคราะห์ผลการจำลองการไหล

จากผลการจำลองทั้ง 4 กรณีพบว่าเมื่อเมื่อกำหนดเงื่อนไขของทางเข้าเป็น Mass Flow Inlet ให้มีการจัดเรียงกระแสการไหลก่อนแล้วจึงเปลี่ยนเป็น Pressure Inlet และเงื่อนไขของทางออกเป็น Pressure Outlet จะให้ผลการจำลองการไหลที่ใกล้เคียงความจริงมากที่สุดกว่าทุกเงื่อนไข การกระจายความดันมีการเรียงชั้นสมมาตรกันในใบพัดทั้ง 6 กลีบทั้ง 5 ชั้น สนามความเร็วภายในใบพัดและช่องทางไหลต่างๆ มีการเรียงตัวดีมีการไหลวนภายในใบพัดต่ำ

จากการจำลองการไหลสามารถแสดงผลของค่าความดันและความเร็วจากระบบเครื่องสูบน้ำได้ในหน่วย Pascal ดังตารางที่ 5-1 และ ตารางที่ 5-2 ซึ่งในการแสดงผลของความดันนี้ใช้วิธีการแสดงค่าผลรวมความดันเฉลี่ยตลอดผิว (Surface Integrals) บนพื้นที่หน้าตัดแบบถ่วงน้ำหนัก (Area-Weighted Average) ในแต่ละชั้นที่ทางออกใบพัด ซึ่งเป็นผลรวมของผลคูณระหว่างฟลักซ์และพื้นที่ แล้วหารด้วยพื้นที่รวมดังสมการที่ (5-1)

$$\frac{1}{A}\int \phi dA \;=\; \frac{1}{A}\sum_{i=1}^{n} \phi_i \left|A_i\right| \qquad (5\text{-}1)$$

ตารางที่ 5-1 ผลการทดลองการจำลองระบบการทำงานของเครื่องสูบน้ำทั้ง 4 กรณีในหน่วย Pascal

กรณี	ความดัน (Pascal)				
	ชั้นที่ 1	ชั้นที่ 2	ชั้นที่ 3	ชั้นที่ 4	ชั้นที่ 5
1	47,484.828	86,244.898	125,010.160	164,462.590	203,408.250
2	47,075.980	85,897.109	124,659.960	164,260.420	203,294.230
3	47,636.309	86,068.656	124,998.280	163,647.720	201,846.270
4	47,024.508	85,405.461	124,522.470	163,314.360	201,719.950

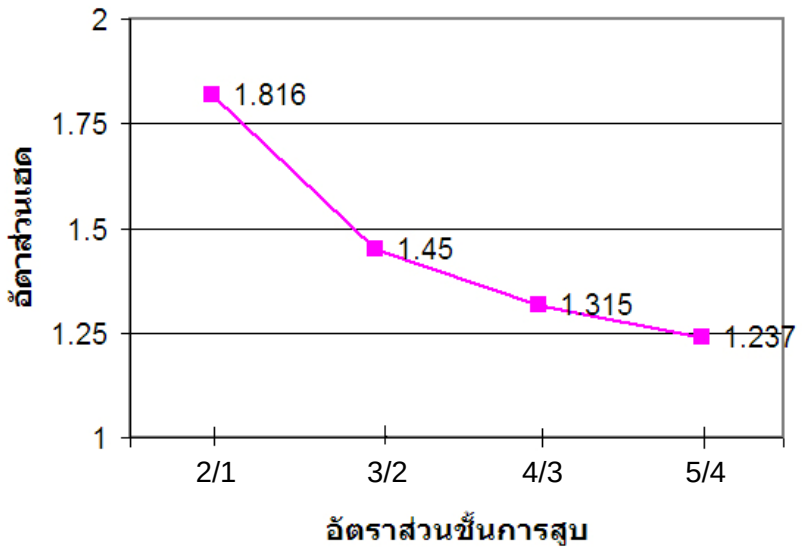
ตารางที่ 5-2 ผลการทดลองการจำลองระบบการทำงานของเครื่องสูบน้ำทั้ง 4 กรณีในหน่วยเมตรน้ำ

กรณี	รูปแบบเส้นโค้งใบพัด	มุมช่องทางไหลวกกลับ (องศา)	เฮด (เมตรน้ำ)				
			ชั้นที่ 1	ชั้นที่ 2	ชั้นที่ 3	ชั้นที่ 4	ชั้นที่ 5
1	Single Arc	180	4.850	8.807	12.766	16.795	20.772
2	Double Arc	180	4.807	8.722	12.730	16.774	20.760
3	Single Arc	135	4.864	8.789	12.765	16.712	20.612
4	Double Arc	135	4.802	8.722	12.716	16.678	20.600

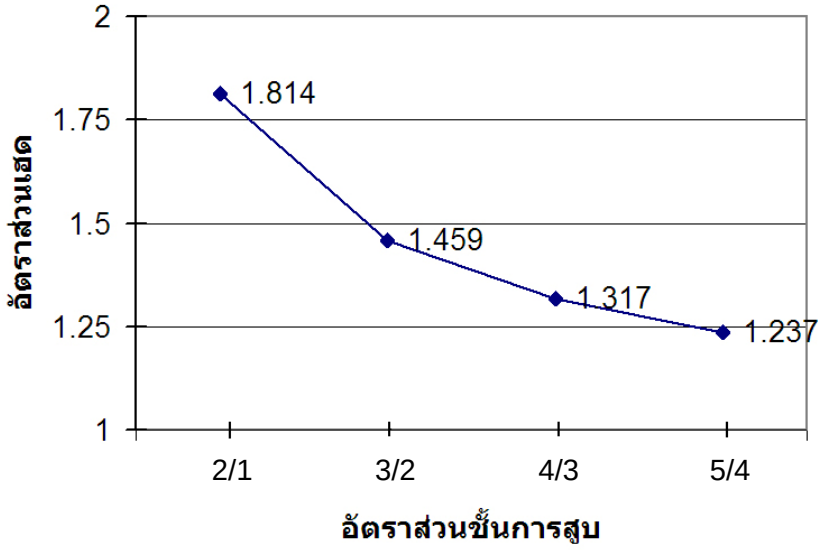
ตารางที่ 5-3 การเปรียบเทียบอัตราส่วนความดันทั้ง 4 กรณี

	อัตราส่วนเฮดระหว่างชั้นการสูบ			
	ชั้นที่ 2 / ชั้นที่ 1	ชั้นที่ 3 / ชั้นที่ 2	ชั้นที่ 4 / ชั้นที่ 3	ชั้นที่ 5 / ชั้นที่ 4
1	1.816	1.450	1.315	1.237
2	1.814	1.459	1.317	1.237
3	1.807	1.452	1.309	1.236
4	1.816	1.458	1.311	1.236

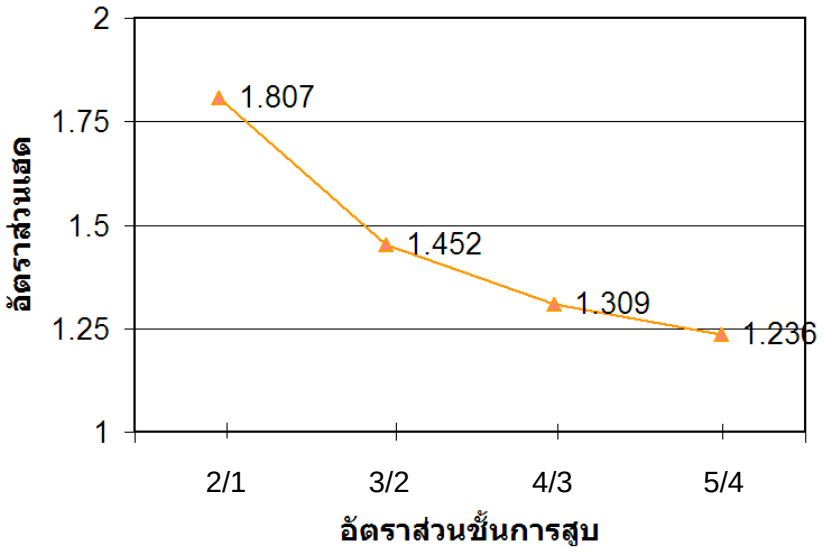
จากตารางที่ 5-1 และ ตารางที่ 5-2 แสดงให้เห็นถึงความดันที่เครื่องสูบน้ำผลิตได้ในแต่ละชั้นซึ่งจากการเปรียบเทียบทั้ง 4 กรณีพบว่ามีค่าที่ไม่แตกต่างกันมากนัก และกรณีที่ให้ผลลัพธ์ได้ดีที่สุดในการจำลองนี้คือกรณีของใบพัด Single Arc และช่องทางไหลวกกลับทำมุม180^0 จากตารางที่ 5-3 อัตราส่วนเฮดกรณีที่ให้ผลลัพธ์ดีที่สุดคือ กรณีของใบพัด Double Arc และช่องทางไหลวกกลับทำมุม 180^0



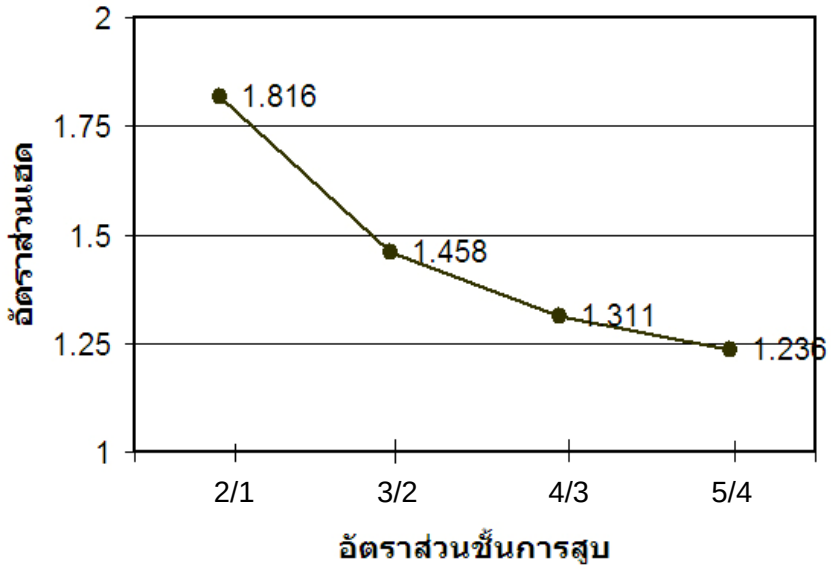
ภาพที่ 5-52 กราฟเปรียบเทียบอัตราส่วนชั้นการสูบและอัตราส่วนเฮดในกรณีของใบพัดชนิด Single Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 180°



ภาพที่ 5-53 กราฟเปรียบเทียบอัตราส่วนชั้นการสูบและอัตราส่วนเฮดกรณีของใบพัดชนิด Double Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 180°



ภาพที่ 5-54 กราฟเปรียบเทียบอัตราส่วนชั้นการสูบและอัตราส่วนเฮดในกรณีของใบพัดชนิด Single Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 135°



ภาพที่ 5-55 กราฟเปรียบเทียบอัตราส่วนชั้นการสูบและอัตราส่วนเฮดในกรณีของใบพัดชนิด Double Arc และมีมุมช่องทางไหลวกกลับ 135°

ในการจำลองผลพบว่าในกรณีของช่องทางไหลวกกลับ 180° จะให้ค่า Mass Flow Rate เท่ากับ 0.19 kg/s และ ในกรณีของช่องทางไหลวกกลับ 135° จะให้ค่า Mass Flow Rate

เท่ากับ 0.22 kg/s ซึ่งในกรณีของช่องทางไหลวกกลับ 135° น้ำจะไหลในช่องทางไหลได้สะดวกกว่า เพราะการสูญเสียในการไหลวนเนื่องจาก Geometry น้อยกว่า จึงมีค่า Mass Flow Rate ที่สูงกว่า

บทที่ 6
สรุปผลและข้อเสนอแนะ

6.1 สรุปผล

จากผลการจำลองพบว่าโมเดลการไหลปั่นป่วน 2 สมการแบบ Shear Stress Transport $k-\omega$ โดยใช้วิธีการจำลองแบบ Multiple Reference Frame สามารถจำลองการไหลภายในเครื่องสูบน้ำชนิดหลายชั้นได้ดี เมื่อกำหนดเงื่อนไขของทางเข้าเป็น Mass Flow Inlet ให้มีการจัดเรียงกระแสการไหลก่อนแล้วจึงเปลี่ยนเป็น Pressure Inlet และเงื่อนไขของทางออกเป็น Pressure Outlet จะให้ผลการจำลองการไหลที่ใกล้เคียงความจริงมากที่สุด และให้รูปแบบการไหลที่ราบรื่น และเสถียรกว่าทุกเงื่อนไข ในส่วนของความเร็วในการไหลนั้นจะมีค่าเท่าเดิมทุกชั้นการไหลของเครื่องสูบน้ำตั้งแต่ชั้นแรกจนถึงชั้นสุดท้าย สำหรับความดันจะมีค่าเพิ่มขึ้นตามการเพิ่มของจำนวนชั้น แต่ในขณะเดียวกัน เมื่อจำนวนชั้นเพิ่มขึ้นอัตราการเพิ่มความดันระหว่างชั้นจะมีค่าลดลง ซึ่งอัตราส่วนของเฮดในชั้นที่ 2 เทียบกับชั้นที่ 1 มีค่าประมาณ 1.8 และเมื่อเพิ่มชั้นขึ้นจะมีค่าลดลงประมาณ 1.45 ,1.31 และ 1.23 ตามลำดับ แสดงให้เห็นว่าเมื่อจำนวนชั้นเพิ่มมากขึ้นจะทำให้ความสามารถในการแปลงพลังงานจลน์ของน้ำไปเป็นความดันได้น้อยลง ดังนั้นเพื่อให้ได้ผลที่ดีขึ้นอาจต้องออกแบบใบพัดแต่ละชั้นให้มีรูปทรงหรือเส้นโค้งใบพัดแตกต่างกันเพื่อชดเชยความดันในแต่ละชั้นแต่จะทำให้เครื่องสูบน้ำมีราคาแพงมากขึ้น ในการจำลองการไหลนี้เมื่อจำลองในเครื่องสูบน้ำชนิด 5 ชั้น พบว่าในทุกกรณีจะให้ผลลัพธ์ที่ไม่แตกต่างกันมากนัก โดยเฮดที่ผลิตได้มีค่าสูงสุดประมาณระหว่าง 20-21 เมตรน้ำ และช่องทางไหลวกกลับทำมุม 135^{0} จะให้ค่า Mass Flow Rate สูงกว่ากรณีของช่องทางไหลวกกลับทำมุม 180^{0} เนื่องจากเป็นช่องทางที่ให้การไหลได้สะดวกกว่า และกรณีที่ให้ผลลัพธ์ได้ดีที่สุดเมื่อเทียบกัน 4 กรณีในการจำลองนี้คือกรณีของใบพัด Single Arc และ ช่องทางไหลวกกลับทำมุม 180^{0}

6.2 ข้อเสนอแนะ

6.2.1 ควรเพิ่มครีบเพื่อช่วยเรียงกระแสการไหลในระหว่างชั้นของเครื่องสูบน้ำจะทำให้การไหลวนก่อนเข้าใบพัดลดลง

6.2.2 ในส่วนการใช้คอมพิวเตอร์ช่วยคำนวณในการจำลองแบบการไหลผ่านช่องทางที่มีรูปทรงสลับซับซ้อนควรใช้คอมพิวเตอร์ที่มีหน่วยความจำสำรองสูงเพื่อสามารถกำหนดเมช ให้ได้ความละเอียดสูงซึ่งทำให้ผลการจำลองมีความถูกต้องมากขึ้น และหน่วยประมวลผลควรมีความเร็วในการคำนวณสูงเพื่อลดเวลาในการคำนวณ

6.2.3 การจำลองรูปแบบการไหลของช่องทางไหลต่าง ๆ เพื่อให้ได้รูปแบบการไหลที่เหมาะสมก่อนออกแบบใบพัดอาจเป็นอีกทางเลือกหนึ่งที่ทำให้ได้เครื่องสูบน้ำที่ผลิตความดันได้ตามที่ต้องการ

6.2.4 การเปรียบเทียบระหว่างใบพัดโค้งเดี่ยวและโค้งผสม 2 รัศมีให้ค่าความดันที่ผลิตได้ไม่แตกต่างกันมากนัก การเพิ่มจำนวนรัศมีความโค้งอาจได้ผลแตกต่างของความดันมากขึ้น

เอกสารอ้างอิง

1. Dicmas, J. L. Vertical Turbine Mixed Flow and Propeller Pumps. USA : McGraw-Hill, 1987.
2. Asuaje, M. 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, 2003.
3. Cheah, K. W. , et al. "Numerical Flow Simulation in a Centrifugal Pump at Design and Off-Design Conditions." International Journal of Rotating Machinery. 2007 (2007) : Article ID 83641.
4. Rikke, K. B., Jacobsen, C. B. and Pedersen, N. "Flow in a Centrifugal Pump Impeller at Design and Off-Design Conditions." Journal of Fluid Engineering. 125 (January 2003) : 73-83.
5. Dick, E., et al. "Performance Prediction of Centrifugal Pumps with CFD-tools." TASK Quarterly. 5 (2001) : 579-594.
6. ธำรง เปรมปรีดิ์ และ ดำรงศักดิ์ มลิลา เครื่องสูบน้ำ : การออกแบบ การใช้งาน และการบำรุงรักษา. พิมพ์ครั้งที่ 2. กรุงเทพมหานคร : วิศวกรรมสถานแห่งประเทศไทย , 2534.
7. Round, G. F. Incompressible Flow Turbomachines. USA : Elsevier Butterworth - Heinemann, 2004.
8. Stepanoff, A. J. Centrifugal and Axial Flow Pump. 2nd ed. USA : John Wiley & Sons Inc, 1957.
9. Addison, H. Centrifugal and Other Rotodynamics Pump. London : Chapman & Hall, 1966.
10. Turton, R. K. Rotodynamic Pump Design. Great Britian : Cambridge University Press, 1994.
11. Lefebvre A.H. Gas Turbine Combustion. USA : Hemisphere Publishing Coporation, McGraw-Hill, 1983.

12. บรรเลง ศรนิล และ ประเสริฐ ก๊วยสมบูรณ์. ตารางงานโลหะ. พิมพ์ครั้งที่ 1. กรุงเทพมหานคร : ศูนย์ผลิตตำราเรียน สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ , 2524.

13. Cherkassky, V. M. Pumps Fans Compressors. Moscow : Mir Publishers, 1977.

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

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

ประวัติผู้วิจัย

ชื่อ : นายอนุสรณ์ ผ่องประภา
ชื่อวิทยานิพนธ์ : การออกแบบเครื่องสูบน้ำบาดาลแรงเหวี่ยงหนีศูนย์ชนิดหลายชั้น
สาขาวิชา : วิศวกรรมเครื่องกล

ประวัติ

ประวัติส่วนตัว เกิดวันที่ 25 ธันวาคม พ.ศ. 2522 ที่ จังหวัดกรุงเทพมหานคร เป็นบุตรของ นายคณา ผ่องประภา และ นางคณิศรา ผ่องประภา

ประวัติการสำเร็จศึกษา พ.ศ. 2543 จบการศึกษาระดับปริญญาตรี สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเอเชียอาคเนย์

ประวัติการทำงาน พ.ศ. 2544-2545 วิศวกรแผนกประกันคุณภาพบริษัท เซี่ย หยง เฉิน อุตสาหกรรม จำกัด

สถานที่ติดต่อ บ้านเลขที่ 601/142 หมู่ 10 ซอยเพชรเกษม 65/1 ถนนเพชรเกษม แขวงบางแค เขตบางแค จังหวัด กรุงเทพมหานคร 10160