



ใบรับรองวิทยานิพนธ์

บัณฑิตวิทยาลัย สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ

เรื่อง การออกแบบและวิเคราะห์การไหลภายในเครื่องสูบน้ำขนาดเล็กแบบหอยโข่ง
ด้วยการคำนวณพลศาสตร์ของไหล

โดย นายณพพงศ์ ศรีตระกูล

ได้รับอนุมัติให้นับเป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร
วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณบดีบัณฑิตวิทยาลัย

(อาจารย์ ดร.มงคล หวังสถิตย์วงศ์)

21 พฤษภาคม 2550

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์

ประธานกรรมการ

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.อุดมเกียรติ นนทแก้ว)

กรรมการ

(อาจารย์ ดร.ยอดชาย เตียเป็น)

กรรมการ

(นายดำรงค์ เชิดจาร์วัฒนานันท์)

การออกแบบและวิเคราะห์การไหลภายในเครื่องสูบน้ำขนาดเล็กแบบหอยโข่ง
ด้วยการคำนวณพลศาสตร์ของไหล

นายณพพงศ์ ศรีตระกูล

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร
วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล
บัณฑิตวิทยาลัย สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ
ปีการศึกษา 2549
ลิขสิทธิ์ของสถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ

ชื่อ : นายณพพงศ์ ศรีตระกูล
ชื่อวิทยานิพนธ์ : การออกแบบและวิเคราะห์การไหลภายในเครื่องสูบน้ำขนาดเล็ก
แบบหอยโข่งด้วยการคำนวณพลศาสตร์ของไหล
สาขาวิชา : วิศวกรรมเครื่องกล
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ
ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ : ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.อุดมเกียรติ นนทแก้ว
ปีการศึกษา : 2549

บทคัดย่อ

การออกแบบเครื่องสูบน้ำขนาดเล็กแบบหอยโข่งเป็นการค้นหาความผูกโยงเข้าด้วยกันระหว่างรูปทรงของช่องทางไหลภายในเครื่องสูบน้ำเพื่อให้เครื่องสูบน้ำมีสมรรถนะตามที่กำหนดภายใต้เงื่อนไขประสิทธิภาพการทำงานที่เหมาะสมที่สุดในสภาวะการใช้งานนั้น กระบวนการออกแบบเริ่มต้นจากการกำหนดคุณลักษณะและสมรรถนะของเครื่องสูบน้ำ แล้วคำนวณหารูปทรงเบื้องต้นของเครื่องสูบน้ำ ได้แก่ ช่องทางน้ำเข้า ใบพัด ตัวเรือนสูบแบบหอยโข่งและช่องทางน้ำออก เมื่อได้รูปทรงเบื้องต้นครบถ้วนแล้ว จึงนำไปสร้างเมชสำหรับคำนวณพลศาสตร์ของไหล เพื่อจำลองและตรวจสอบเสถียรภาพของสนามการไหลซับซ้อนที่เกิดขึ้นภายใต้เงื่อนไขสภาวะการทำงานของเครื่องสูบน้ำที่กำหนด นำผลลัพธ์จากการคำนวณมาปรับปรุงรูปทรงของเครื่องสูบน้ำ สร้างเมชและคำนวณใหม่ ทำซ้ำจนกระทั่งได้รูปแบบการไหลภายในและสมรรถนะเครื่องสูบน้ำตามที่ต้องการ งานวิจัยนี้เป็นการออกแบบเครื่องสูบน้ำขนาดเล็กแบบหอยโข่งที่มีอัตราไหล 12 ลูกบาศก์เมตรต่อชั่วโมง มีเฮดสูงสุดไม่เกิน 23 เมตรน้ำ ทำงานที่ความเร็วรอบ 2,850 รอบต่อนาที ศึกษาอิทธิพลของรูปทรงของเรือนสูบแบบหอยโข่งหรือโวลูต และตำแหน่งลิ้นโวลูต (Volute Tongue) ที่มีผลต่อลักษณะการไหลภายในเครื่องสูบน้ำ จำลองการไหลด้วยโปรแกรม Fluent ด้วยแบบจำลองความปั่นป่วนมาตรฐาน $k-\epsilon$ และ $k-\omega$ ร่วมกับการคำนวณตามทฤษฎี Multiple Reference Frame (MRF) และใช้การไหลที่มีเสถียรภาพ มีการไหลวนน้อยเป็นเงื่อนไขสำหรับการจำลอง ผลการศึกษาพบว่าการเพิ่มพื้นที่หน้าตัดของโวลูตมีผลต่อเสถียรภาพการไหลน้อยกว่าการเปลี่ยนตำแหน่งลิ้นโวลูต แต่การเพิ่มพื้นที่หน้าตัดของโวลูตจะมีผลทำให้การไหลวนที่ตำแหน่งหลังจากลิ้นโวลูตลดลง

(วิทยานิพนธ์มีจำนวนทั้งสิ้น 91 หน้า)

คำสำคัญ : เครื่องสูบน้ำ การคำนวณพลศาสตร์ของไหล $k-\epsilon$ $k-\omega$

อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์

Name : Mr. Noppong Sritrakul
Thesis Title : Design and Analysis of Flow in Small Centrifugal Water Pump
with CFD
Major Field : Mechanical Engineering
King Mongkut's Institute of Technology North Bangkok
Thesis Advisor : Assistant Professor Dr.Udomkiat Nontakaew
Academic Year : 2006

Abstract

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

(Total 91 pages)

Keywords : Centrifugal pump, Computational Fluid Dynamic, CFD, $k-\varepsilon$, $k-\omega$

Advisor

กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบคุณ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. อุดมเกียรติ นนทแก้ว ที่ได้กรุณาให้คำปรึกษา ข้อเสนอแนะ ตลอดระยะเวลาการทำงานวิจัย และขอขอบคุณ อาจารย์ ดร. ยอดชาย เตียเป็น และคุณดำรงค์ เชิดจาวีพัฒนานันท์ ที่กรุณาเสียสละเวลามาเป็นกรรมการสอบวิทยานิพนธ์และ ช่วยตรวจสอบความถูกต้องของวิทยานิพนธ์เล่มนี้ให้มีความสมบูรณ์มากยิ่งขึ้น

ขอขอบคุณบิดา มารดา ผู้มีพระคุณยิ่งที่ให้การสนับสนุนและให้กำลังใจเสมอมา

ขอขอบคุณคณาจารย์ประจำภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกลทุกท่านที่ถ่ายทอดศาสตร์ความรู้ ทางด้านต่างๆให้ผู้เขียน รวมทั้งเจ้าหน้าที่ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกลที่อำนวยความสะดวกใน ด้านงานเอกสารและการใช้อุปกรณ์ต่างๆ

ขอขอบคุณบัณฑิตวิทยาลัยที่ให้ทุนอุดหนุนการวิจัยเพื่อทำวิทยานิพนธ์สำหรับนักศึกษา ระดับบัณฑิตศึกษา ประจำปีงบประมาณ พ.ศ.2548

ขอขอบคุณเพื่อนๆนักศึกษาปริญญาเอกและเพื่อนนักศึกษาปริญญาโทที่เอื้อเพื่อให้คำปรึกษา ช่วยเหลือและให้คำแนะนำที่เกี่ยวข้องกับงานวิจัย

ขอขอบคุณทุกท่านที่ไม่ได้เอ่ยนามในที่นี้ที่มีส่วนทำให้วิทยานิพนธ์นี้มีความก้าวหน้าและ สำเร็จได้ในที่สุด

สุดท้ายนี้ ผู้เขียนหวังว่างานวิจัยนี้จะเป็นประโยชน์แก่ผู้ที่สนใจเกี่ยวกับการออกแบบและ จำลองการไหลในเครื่องสูบน้ำขนาดเล็กแบบหอยโข่ง หากเกิดความผิดพลาดประการใดผู้เขียน ต้องขออภัยไว้ ณ ที่นี้ด้วย

นพพงศ์ ศรีตระกูล

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย	ข
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	ค
กิตติกรรมประกาศ	ง
สารบัญตาราง	ช
สารบัญภาพ	ซ
คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ	ฎ
บทที่ 1 บทนำ	1
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญ	1
1.2 สรุปสาระสำคัญจากเอกสารที่เกี่ยวข้อง	3
1.3 วัตถุประสงค์	6
1.4 ขอบเขตของการวิจัย	6
1.5 วิธีการวิจัย	7
1.6 ประโยชน์ของการวิจัย	7
บทที่ 2 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง	9
2.1 สมการพื้นฐานสำหรับการไหล	9
2.1.1 กฎอนุรักษ์มวล	9
2.1.2 กฎอนุรักษ์โมเมนตัม	10
2.1.3 การไหลแบบปั่นป่วน	13
2.1.4 แบบจำลองความปั่นป่วน	15
2.2 การออกแบบเครื่องสูบน้ำแบบหอยโข่ง	20
2.2.1 การออกแบบใบพัด	20
2.2.2 การออกแบบเรือนสูบแบบหอยโข่งหรือโวลูต	29
บทที่ 3 การออกแบบรูปทรงเบื้องต้นของเครื่องสูบน้ำ	35
3.1 การคำนวณและออกแบบใบพัด	35
3.2 การคำนวณและออกแบบเรือนสูบแบบหอยโข่ง	47
บทที่ 4 วิธีเตรียมการก่อนการคำนวณพลศาสตร์ของไหล	51
4.1 การสร้างเมช	51
4.2 การกำหนดเงื่อนไขขอบของปัญหา	55
4.3 การกำหนดเงื่อนไขอื่นๆ	58

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
บทที่ 5 ผลการคำนวณพลศาสตร์ของไหล	59
5.1 ผลการจำลองการไหลเพื่อเปรียบเทียบกับงานวิจัยอื่น	61
5.2 ผลการจำลองการไหลในเครื่องสูบน้ำแบบหอยโข่งจากรูปทรงเบื้องต้น	64
5.3 ผลการจำลองการไหลในเครื่องสูบน้ำแบบหอยโข่งที่มีรูปทรงปรับเปลี่ยน มาจากรูปทรงเบื้องต้น	72
บทที่ 6 บทสรุปผลและข้อเสนอแนะ	85
6.1 บทสรุป	85
6.2 ข้อเสนอแนะ	87
เอกสารอ้างอิง	89
ประวัติผู้วิจัย	91

สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
5-1 ข้อกำหนดคุณลักษณะของเครื่องสูบน้ำจากงานวิจัยของ Dick	61
5-2 ผลการจำลองเพื่อเปรียบเทียบ	63
5-3 ผลการจำลองการไหลในเครื่องสูบน้ำขนาดเล็กแบบหอยโข่งจากรูปทรงเบื้องต้น	67
5-4 ผลคำนวณค่าเฮดและอัตราไหลเมื่อมีการเปลี่ยนจำนวนกลีบใบพัด	68
5-5 ผลการคำนวณพลศาสตร์ของไหลของเครื่องสูบน้ำที่มีรูปทรงโวลูตแตกต่างกัน	82

สารบัญภาพ

ภาพที่	หน้า
2-1 ปริมาตรควบคุม	10
2-2 ค่าของความเร็ว u ในการไหลแบบปั่นป่วน	13
2-3 เปรียบเทียบการใช้กำลังในการหมุนใบพัดแต่ละชนิดเพื่อให้ได้น้ำในปริมาณที่เท่ากัน	21
2-4 ความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วจำเพาะและรูปแบบของใบพัดที่เหมาะสม	21
2-5 องค์ประกอบเวกเตอร์ความเร็วที่ทางเข้าของใบพัด	22
2-6 องค์ประกอบเวกเตอร์ความเร็วที่ทางออกของใบพัด	23
2-7 ความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วจำเพาะกับค่าสัมประสิทธิ์ต่างๆ	25
2-8 มุมทาบซ้อนของกลีบใบพัด	25
2-9 ความหนาของกลีบใบพัด	26
2-10 ช่องทางเข้าใบพัด	27
2-11 วิธีการเขียนเส้นโค้งใบพัดแบบเส้นโค้งรัศมีเดียว	28
2-12 ส่วนประกอบของโวลูต	29
2-13 รูปร่างของโวลูต	30
2-14 สัมประสิทธิ์การออกแบบโวลูต	31
2-15 ความกว้างของทางเข้าโวลูต	32
2-16 พื้นที่หน้าตัดของโวลูตรูปร่างสี่เหลี่ยมคางหมู	33
3-1 องค์ประกอบเวกเตอร์ความเร็วที่ทางด้านทางออกของใบพัด	37
3-2 สามเหลี่ยมความเร็วที่ทางด้านทางออกของใบพัด	39
3-3 เส้นโค้งใบพัดแบบเส้นโค้งรัศมีเดียว	41
3-4 ขนาดลิ้มและร่องลิ้ม	43
3-5 ช่องทางเข้าใบพัด	43
3-6 แผนภาพสามเหลี่ยมความเร็วที่ทางด้านทางเข้าของใบพัด	45
3-7 รูปร่างช่องทางไหลของใบพัดในแนวเมริเดียน	46
3-8 รูปทรงใบพัดที่ได้ออกแบบ	46
3-9 ตำแหน่งหน้าตัดโวลูต	48
3-10 พื้นที่หน้าตัดของโวลูต	49
3-11 เรือนสูบแบบหอยโข่งที่ได้ออกแบบ	50
4-1 ระบบสูบน้ำ	52
4-2 ลักษณะเมฆของช่องทางน้ำเข้า	53

สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพที่	หน้า
4-3 ลักษณะเมฆของใบพัด	53
4-4 ลักษณะเมฆของโวลูต	54
4-5 ลักษณะเมฆของช่องทางน้ำออก	54
4-6 ลักษณะเมฆของระบบสูบน้ำ	55
4-7 เงื่อนไขขอบของช่องทางน้ำเข้า	56
4-8 เงื่อนไขขอบของใบพัด	57
4-9 เงื่อนไขขอบของโวลูต	57
4-10 เงื่อนไขขอบของช่องทางน้ำออก	58
5-1 ผลการกระจายความดันภายในเครื่องสูบน้ำ	60
5-2 สนามความเร็วภายในเครื่องสูบน้ำ	60
5-3 ค่า Residual ของการคำนวณ	61
5-4 รูปทรงของเครื่องสูบน้ำ	62
5-5 ผลการคำนวณพลศาสตร์ของไหลเปรียบเทียบกับงานวิจัยของ Dick	63
5-6 การกระจายความดันภายในเครื่องสูบน้ำ	64
5-7 ผลการกระจายความดันภายในเครื่องสูบน้ำ	65
5-8 สนามความเร็วภายในเครื่องสูบน้ำ	66
5-9 สนามความเร็วบริเวณตำแหน่งลิ้นโวลูต	66
5-10 จำลองเส้นทางการไหลของอนุภาคภายในเครื่องสูบน้ำ	67
5-11 แผนภาพแสดงความสัมพันธ์ระหว่างเฮดและอัตราไหลของเครื่องสูบน้ำขนาดเล็ก แบบหอยโข่งจากรูปทรงเบื้องต้น	68
5-12 การกระจายความดันในเครื่องสูบน้ำเมื่อมีการเปลี่ยนจำนวนกลีบใบพัด	69
5-13 สนามความเร็วในเครื่องสูบน้ำเมื่อมีการเปลี่ยนจำนวนกลีบใบพัด	70
5-14 สนามความเร็วบนหน้าตัดของโวลูต	71
5-15 การเปลี่ยนแปลงรูปทรงของโวลูตให้มีพื้นที่หน้าตัดเป็น 1.1 1.2 1.3 และ 1.4 เท่าของพื้นที่หน้าตัดโวลูตที่ได้ออกแบบเบื้องต้น	72
5-16 การกระจายความดันกรณีเพิ่มพื้นที่หน้าตัด	73
5-17 สนามความเร็วกรณีเพิ่มพื้นที่หน้าตัด	75
5-18 การกำหนดตำแหน่งลิ้นโวลูต	77
5-19 การกระจายความดันกรณีเปลี่ยนตำแหน่งลิ้นโวลูต	78
5-20 สนามความเร็วกรณีเปลี่ยนตำแหน่งลิ้นโวลูต	80

สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพที่	หน้า
5-21 ตำแหน่งการไหลวนกรณีเพิ่มพื้นที่หน้าตัดโวลูต	83
5-22 การกระจายความดันกรณีเปลี่ยนตำแหน่งลิ้นโวลูต	84
5-23 ตำแหน่งการไหลแยกบริเวณลิ้นโวลูต	84

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ

สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
A_1	พื้นที่ที่ทางเข้าใบพัด	m^2
A_2	พื้นที่ที่ทางออกใบพัด	m^2
A_0	พื้นที่หน้าตัดของโวลูต	m^2
b	ความกว้างของภาคตัดขวางด้านข้างใบพัด ณ ตำแหน่งใด ๆ	m
b_1	ความกว้างของช่องทางเข้าใบพัด	m
b_2	ความกว้างของช่องทางออกใบพัด	m
b_3	ความกว้างของช่องทางเข้าโวลูต	m
C_1	ความเร็วสัมบูรณ์ของการไหลที่ทางเข้าใบพัด	m/s
C_2	ความเร็วสัมบูรณ์ของการไหลที่ทางออกใบพัด	m/s
C_{m1}	ความเร็วเฉลี่ยในแนวเมริเดียนที่ทางเข้าใบพัด	m/s
C_{m2}	ความเร็วเฉลี่ยในแนวเมริเดียนที่ทางออกใบพัด	m/s
C_{U1}	ความเร็วสัมบูรณ์ในแนวสัมผัสเส้นรอบวงที่ทางเข้าใบพัด	m/s
C_{U2}	ความเร็วสัมบูรณ์ในแนวสัมผัสเส้นรอบวงที่ทางออกใบพัด	m/s
D_1	เส้นผ่านศูนย์กลางที่ทางเข้าใบพัด	m
D_{1m}	เส้นผ่านศูนย์กลางตำแหน่งขอบหน้าใบพัด	m
D_2	เส้นผ่านศูนย์กลางที่ทางออกใบพัด	m
D_h	เส้นผ่านศูนย์กลางที่ดุมใบพัด	m
D_{sh}	เส้นผ่านศูนย์กลางเพลลา	m
D_H	เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก	m
D_3	เส้นผ่านศูนย์กลางวงกลมฐานของโวลูต	m
G_k	การเกิดพลังงานจลน์ของการไหลแบบปั่นป่วนเนื่องจากเกรเดียนความเร็วเฉลี่ย	-
G_ω	พลังงานจลน์ที่เกิดขึ้นเนื่องจากความเร็วเชิงมุม	-
g	ค่าคงที่ความโน้มถ่วงโลก	m/s^2
H	เฮดความดัน	m
I	ความเข้มของความปั่นป่วน	-
K_{m1}	สัมประสิทธิ์ความเร็ว	-
K_{m2}	สัมประสิทธิ์ความเร็ว	-

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ (ต่อ)

สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
k	พลังงานจลน์ของความปั่นป่วน	m^2 / s^2
N	ความเร็วรอบในการหมุน	rpm
N_s	ความเร็วจำเพาะ	-
p	ความดัน	Pa
Q	อัตราการไหล	m^3 / s
r	รัศมี	m
Re	ค่าเรย์โนลด์	-
S_{U_2}	ความหนาเกลียวใบพัดที่เส้นรอบวงทางออกใบพัด	m
S_2	ความหนาของเกลียวใบพัด	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
v	ความเร็วในระนาบแกน y	m / s
W_1	ความเร็วสัมผัสที่ทางเข้าใบพัด	m / s
W_2	ความเร็วสัมผัสที่ทางออกใบพัด	m / s
w	ความเร็วในระนาบแกน z	m / s
Y_k	การกระจายตัวของพลังงานจลน์	-
Y_ω	การกระจายตัวของการหมุนวน	-
Z	จำนวนเกลียวใบพัด	-

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ (ต่อ)

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	อัตราการสลายตัวของความปั่นป่วน	-
θ	มุม	rad
ρ	ความหนาแน่น	kg / m^3
σ	ความเค้น	N / m^2
ω	ความเร็วเชิงมุม	rad / s
τ	ความเค้นเฉือน	N / m^2
μ	ความหนืดของของไหล	$kg / m \cdot s$

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญ

ในปัจจุบันมีการใช้งานเครื่องสูบน้ำอย่างแพร่หลาย สำหรับเครื่องสูบน้ำแบบหอยโข่งที่ผลิตออกจำหน่ายในท้องตลาดมีชนิด ขนาด สมรรถนะและโครงสร้างที่หลากหลาย ทั้งนี้เพื่อให้ผู้ใช้สามารถเลือกใช้งานได้ตามความต้องการ เครื่องสูบน้ำแบบหอยโข่งที่มีจำหน่ายโดยส่วนใหญ่เป็นเครื่องสูบน้ำที่ผลิตจากต่างประเทศ เครื่องสูบน้ำที่ผลิตภายในประเทศยังมีจำนวนไม่มาก อีกทั้งยังมีปัญหาต่างๆ เช่น มีสมรรถนะต่ำ การออกแบบและผลิตชิ้นส่วนอุปกรณ์ยังไม่ดีพอ เป็นผลให้ประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำต่ำเมื่อเปรียบเทียบกับสินค้าคุณภาพสูงที่นำเข้าจากต่างประเทศ เป็นต้น ปัญหาดังกล่าวนี้มีสาเหตุมาจากการขาดความรู้ความเข้าใจเกี่ยวกับทฤษฎีการออกแบบชิ้นส่วนของเครื่องสูบน้ำที่มีการทำงานเกี่ยวเนื่องกันอยู่ รวมไปถึงขาดความรู้เกี่ยวกับกลไกการไหลที่เกิดขึ้นภายในเครื่องสูบน้ำ ซึ่งหากมีความรู้และเข้าใจในเสถียรภาพการไหลที่เกิดขึ้นก็จะสามารถออกแบบชิ้นส่วนอุปกรณ์ได้ถูกต้องเหมาะสม ได้สมรรถนะตามที่ต้องการ

เครื่องสูบน้ำเป็นเครื่องจักรที่ทำงานบนหลักการเครื่องจักรกลกังหัน (Turbo Machinery) สำหรับใช้ขนถ่ายหรือสูบน้ำจากตำแหน่งหนึ่งไปยังอีกตำแหน่งหนึ่ง ในกรณีที่น่านั้นไม่สามารถไหลไปได้เองตามธรรมชาติหรือไหลไม่เพียงพอตามความต้องการ โดยมีการขนถ่ายผ่านระบบท่อ ดังนั้นการที่จะทำให้น้ำไหลไปได้จะต้องมีการเพิ่มพลังงานให้กับน้ำ ในเครื่องสูบน้ำแบบหอยโข่งน้ำถูกดูดเข้ามาทางช่องทางน้ำเข้า (Inlet) ไหลเข้าไปในส่วนของใบพัด (Impeller) ที่ประกอบอยู่ภายในเรือนสูบแบบหอยโข่งหรือโวลูต (Volute Casing) พลังงานกลจากมอเตอร์ไฟฟ้าส่งผ่านเพลลาและถ่ายทอดสู่น้ำด้วยกระบวนการอิมพัลส์ (Impulse) โดยใบพัดที่ติดอยู่กับเพลลา การหมุนของใบพัดจะทำให้น้ำที่อยู่ภายในช่องว่างระหว่างครีป (Vane) ของใบพัดหมุนไปด้วย ซึ่งน้ำจะรับพลังงานและเก็บไว้ในรูปของพลังงานจลน์ที่เพิ่มขึ้น เมื่อน้ำไหลออกจากใบพัดเข้าสู่เรือนสูบและช่องทางน้ำออก (Discharge) พลังงานจลน์ส่วนหนึ่งจะถูกเปลี่ยนเป็นความดันด้วยกระบวนการดิฟฟิวชัน (Diffusion) โดยขยายช่องทางไหลให้มีขนาดใหญ่ขึ้นเพื่อลดความเร็วของน้ำและพลังงานอีกส่วนหนึ่งจะสูญเสียไป ในการส่งถ่ายพลังงานที่เกิดขึ้นในเครื่องสูบน้ำจะเป็นไปตามกฎการอนุรักษ์พลังงาน (Conservation of Energy) ซึ่งกล่าวว่าพลังงานไม่มีการเกิดขึ้นหรือสูญหายไป แต่สามารถเปลี่ยนรูปได้ ได้สมการสมดุลพลังงานของเครื่องสูบน้ำคือ

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

จากสมการสมดุลพลังงานของเครื่องสูบน้ำหมายความว่า ผลรวมของพลังงานที่เข้าสู่ระบบกับกำลังที่ใส่ให้แกระบบมีค่าเท่ากับผลรวมของพลังงานที่ทางออกรวมกับความสูญเสียรวมที่เกิดขึ้นในระบบ เมื่อพิจารณาพลังงานที่ทางออก ($\dot{E}_{out}$) ซึ่งแสดงอยู่ในรูปของน้ำหนักจำเพาะของน้ำ (γ) อัตราไหล (Q) และเฮด (H) ดังนี้

$$\dot{E}_{out} = \frac{\dot{m} p_{out}}{\rho} = \gamma Q H$$

พบว่าอัตราไหลและเฮด(ความดันหัวน้ำ) เป็นตัวกำหนดสมรรถนะของเครื่องสูบน้ำและเป็นตัวแปรไม่ทราบค่า แต่ตัวแปรทั้งสองมีความสัมพันธ์แบบแปรผกผัน ดังนั้นจะมีจุดที่ทำให้มีประสิทธิภาพของการทำงานสูงสุด (Best Efficiency Point , BEP) เพียงจุดเดียว โดยในการเลือกใช้งานเครื่องสูบน้ำจะเลือกใช้งานที่จุด BEP นี้ จึงจะให้ความคุ้มค่ามากที่สุด การที่จะทำให้พลังงานที่ทางออกมีค่าสูง ทำได้โดยการใส่กำลังงานให้แกระบบและลดการสูญเสียรวมที่เกิดขึ้นเนื่องจากกำลังงานที่ใส่ให้แกระบบจะได้มาจากมอเตอร์ซึ่งทราบค่าแน่นอนและกำหนดให้มีความคงที่ ดังนั้นการที่จะทำให้พลังงานที่ทางออกมีค่าสูงจะต้องทำให้เกิดการสูญเสียน้อยที่สุด การลดการสูญเสียที่สามารถทำได้คือ การออกแบบชิ้นส่วนต่างๆภายในเครื่องสูบน้ำที่ทำให้เกิดรูปแบบการไหลที่ราบเรียบและมีการไหลวนน้อยที่สุด

เมื่อพิจารณาในกรณีของเครื่องสูบน้ำแล้ว สิ่งที่ต้องการคือค่าเฮด ดังนั้นการส่งถ่ายพลังงานและเปลี่ยนพลังงานจลน์บางส่วนที่น้ำได้รับจากใบพัดไปเป็นความดันจึงเป็นกลไกที่สำคัญที่จะกำหนดสมรรถนะและประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำ การส่งถ่ายและเปลี่ยนรูปพลังงานมีความเกี่ยวข้องกับรูปแบบการไหลที่เกิดขึ้นภายในเครื่องสูบน้ำ ซึ่งจะมีรูปแบบการไหลหนึ่งที่ทำให้เกิดการส่งถ่ายและเปลี่ยนรูปพลังงานได้ดีที่สุด ปัจจัยสำคัญที่มีผลต่อรูปแบบการไหลที่เกิดขึ้น ก็คือรูปทรงของเครื่องสูบน้ำ (Pump Geometry) ได้แก่ รูปทรงใบพัด เรือนสูบ ช่องทางน้ำเข้าและช่องทางน้ำออก ดังนั้นการออกแบบเครื่องสูบน้ำให้มีประสิทธิภาพสูงจะต้องทำการศึกษารูปแบบการไหลที่เหมาะสม แล้วจึงออกแบบรูปทรงของเครื่องสูบน้ำที่ทำให้เกิดรูปแบบการไหลที่ต้องการ

การออกแบบเครื่องสูบน้ำให้มีสมรรถนะและประสิทธิภาพสูง จะต้องมีความรู้ความเข้าใจถึงรูปแบบการไหลที่เกิดขึ้น กระบวนการออกแบบเริ่มต้นจากการกำหนดคุณลักษณะและสมรรถนะของเครื่องสูบน้ำ แล้วคำนวณหารูปทรงเบื้องต้นของเครื่องสูบน้ำ ได้แก่ ช่องทางน้ำเข้า ใบพัด ตัวเรือนสูบแบบหอยโข่งและช่องทางน้ำออก โดยใช้ทฤษฎีเครื่องจักรกลกังหัน เมื่อได้รูปทรงเบื้องต้นครบถ้วนแล้ว จึงนำไปสร้างเมช (Mesh) สำหรับคำนวณพลศาสตร์ของไหลด้วยโปรแกรม Fluent เพื่อจำลองและตรวจสอบเสถียรภาพของสนามการไหลซับซ้อนที่เกิดขึ้นภายใต้เงื่อนไขสภาวะการทำงานของเครื่องสูบน้ำที่กำหนด แล้วนำผลลัพธ์จากการคำนวณมา

ปรับปรุงรูปทรงของเครื่องสูบน้ำ สร้างเมชและคำนวณใหม่ ทำซ้ำจนกระทั่งได้รูปแบบการไหลภายในและสมรรถนะเครื่องสูบน้ำตามที่ต้องการ ซึ่งวิธีการดังกล่าวจะช่วยให้สามารถออกแบบเครื่องสูบน้ำได้สะดวกขึ้นและยังเป็นพื้นฐานสำหรับพัฒนาเครื่องสูบน้ำแบบหอยโข่งต่อไปในอนาคต

1.2 สรุปสาระสำคัญจากเอกสารที่เกี่ยวข้อง

การวิเคราะห์การไหลภายในเครื่องสูบน้ำจะต้องอาศัยองค์ความรู้ที่เกี่ยวข้องจากแขนงวิชาต่างๆ เช่น Aerodynamics, Fluid Dynamics, Turbo Machinery และบทความวิชาการที่มีผู้วิจัยได้นำเสนอโดยเน้นงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับเครื่องสูบน้ำแบบหอยโข่ง ดังนี้

Dick, E. และคนอื่นๆ [1] ทำการคำนวณพลศาสตร์ของไหลโดยใช้โปรแกรม Fluent Version 5.4 วิเคราะห์การไหลที่เกิดขึ้นภายในเครื่องสูบน้ำแบบหอยโข่ง 2 ชนิด คือ ชนิดที่ 1 เป็นเครื่องสูบน้ำแบบใบพัดปิด ออกแบบที่ความเร็วจำเพาะต่ำและชนิดที่ 2 เป็นเครื่องสูบน้ำแบบใบพัดเปิดออกแบบที่ความเร็วจำเพาะปานกลาง แล้วนำผลการวิเคราะห์เปรียบเทียบกับผลการทดสอบสมรรถนะเครื่องสูบน้ำ สำหรับโปรแกรม Fluent มีทฤษฎีคำนวณที่ใช้วิเคราะห์การไหลในเครื่องจักรกลกังหัน (Turbo Machinery) ให้เลือกใช้ 3 ทฤษฎีคือ ทฤษฎี Multiple Reference Frame (MRF) ทฤษฎี Mixing Plane (MP) และทฤษฎี Sliding Mesh (SM) โดยทฤษฎี MRF และ MP เป็นการวิเคราะห์ในสภาวะการไหลคงตัว แต่ทฤษฎี SM เป็นการวิเคราะห์ในสภาวะการไหลไม่คงตัว ในการคำนวณเลือกใช้แบบจำลองความปั่นป่วน $k-\epsilon$ และสร้างเมชแบบ Tetrahedral กำหนดให้ของไหลอัดตัวไม่ได้ สำหรับค่าความเร็วรอบและอัตราไหลเป็นค่าที่อ้างอิงจากการทดสอบเครื่องสูบน้ำ กำหนดให้เครื่องสูบน้ำชนิดที่ 1 ทำงานที่ความเร็วรอบ 620 รอบต่อนาที อัตราไหล 6.3 ลิตรต่อนาที และเครื่องสูบน้ำชนิดที่ 2 ทำงานที่ความเร็วรอบ 2,910 รอบต่อนาที อัตราไหล 60 ลิตรต่อนาที กำหนดเงื่อนไขขอบและใช้การคำนวณพลศาสตร์ของไหลเพื่อจำลองการไหลที่เกิดขึ้น แล้วเปลี่ยนค่าอัตราไหลต่างๆ เพื่อวิเคราะห์และจำลองกราฟสมรรถนะของเครื่องสูบน้ำ จากการวิเคราะห์พบว่าผลการคำนวณที่ได้จากทฤษฎี SM ให้ผลใกล้เคียงกับผลการทดสอบมากกว่า เนื่องจากการไหลที่เกิดขึ้นภายในเครื่องสูบน้ำแบบหอยโข่งจะเป็นการไหลในสภาวะไม่คงตัว แต่จะใช้เวลาในการคำนวณมากกว่า 30 ถึง 50 เท่าของเวลาที่ใช้คำนวณในสภาวะการไหลคงตัว

Blanco-Marigorta, E. และคนอื่นๆ [2] ทำการคำนวณพลศาสตร์ของไหลโดยใช้โปรแกรม Fluent จำลองการไหลที่เกิดขึ้นภายในเครื่องสูบน้ำแบบหอยโข่ง ซึ่งเป็นเครื่องสูบน้ำของบริษัท Worthington รุ่น EWP-65-2000 เป็นเครื่องสูบน้ำแบบใบพัดเปิด ใบพัดแบบโค้งหลัง (Backward Curved Blade) จำนวน 7 กีบใบ เส้นผ่านศูนย์กลางใบพัด 190 มิลลิเมตร รอบการทำงาน 1,500 รอบต่อนาที อัตราไหล 0.0134 ลูกบาศก์เมตรต่อวินาที ที่เฮด 11.3 เมตร ในการวิเคราะห์เลือกใช้วิธี Sliding Mesh Technique สำหรับวิเคราะห์ในสภาวะการไหลไม่คงตัว

และใช้แบบจำลองความปั่นป่วน $k-\varepsilon$ แล้วทำการสร้างเมชในส่วนของทางเข้าเครื่องสูบลูบ 18,948 เซลล์ ส่วนของใบพัด 37,872 เซลล์ และส่วนของโวลูต 34,254 เซลล์ ซึ่งจำนวนเมชดังกล่าวเพียงพอที่จะจำลองการไหลเพื่อให้ทราบสมรรถนะของเครื่องสูบลูบ แต่ไม่สามารถจำลองการเกิด การไหลที่ชั้นขีดผิวได้ มีการกำหนดเงื่อนไขที่ทางเข้าเครื่องสูบลูบเป็นแบบของไหลมีความเร็วคงที่ และที่ทางออกของโวลูตเป็นแบบความดันสถิตคงที่ เมื่อเปรียบเทียบผลจากการคำนวณ พลศาสตร์ของไหลกับผลการทดสอบ พบว่าการคำนวณพลศาสตร์ของไหลสามารถจำลอง ปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นในเครื่องสูบลูบได้ใกล้เคียงกับการทดสอบ เช่น การเปลี่ยนค่าความดันที่ อัตราไหลต่างๆ สอดคล้องกับกราฟสมรรถนะจากการทดสอบ รวมทั้งรูปแบบการไหลที่เกิดขึ้นที่ บริเวณ Leading Edge ของใบพัดจะเปลี่ยนไปตามค่าอัตราไหล และการเกิด Secondary Flow ในโวลูตจะขึ้นอยู่กับระยะห่างระหว่างปลายใบพัดกับโวลูต มีข้อคิดเห็นของคณะวิจัยเกี่ยวกับการ กำหนดเงื่อนไขขอบของเครื่องสูบลูบน้ำกล่าวคือ หากกำหนดให้ทางเข้าเป็นแบบความดันสถิต คงที่และเปลี่ยนแปลงค่าความดันที่ทางออกของโวลูต แล้วคำนวณพลศาสตร์ของไหลเพื่อหาค่า อัตราไหลจะสอดคล้องกับการทดสอบมากกว่า

Gonzalez, J. และคนอื่นๆ [3] ทำการทดสอบและคำนวณพลศาสตร์ของไหลโดยใช้ โปรแกรม Fluent เพื่อศึกษาผลของช่องว่างในแนวรัศมี (Radial Gap) ระหว่างปลายใบพัดกับ โวลูตที่มีผลต่อแรงไม่คงที่ในแนวรัศมี (Unsteady Radial Force) ที่เกิดขึ้นบนเพลลาของเครื่อง สูบลูบน้ำแบบหอยโข่ง โดยเลือกใช้ใบพัดขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 190 และ 200 มิลลิเมตร คิดเป็น อัตราส่วนของช่องว่างระหว่างปลายใบพัดกับโวลูตต่อรัศมีใบพัดเป็น 15.8 และ 10 เปอร์เซ็นต์ ตามลำดับ และใช้ทดสอบกับโวลูตเดียวกัน มีการติดตั้งหัววัดความดันบนเปลือกของโวลูต (Shroud Side) ที่ระยะห่างในแนวรัศมี 107 มิลลิเมตร ทุกๆ 10 องศา เริ่มต้นอ้างอิงจาก ตำแหน่งลิ้นโวลูต (Volute Tongue) ทั้งสิ้น 36 ตำแหน่ง ทำการทดสอบที่อัตราไหลตั้งแต่ 0 ถึง 1.6 เท่าของอัตราไหลปกติ แล้ววัดค่าความดันที่ตำแหน่งต่างๆ เพื่อนำมาคำนวณหาค่าแรงใน แนวรัศมีที่เกิดขึ้นบนเพลลาของเครื่องสูบลูบ สำหรับการคำนวณพลศาสตร์ของไหลใช้วิธี Sliding Mesh Technique เพื่อวิเคราะห์ในสภาวะการไหลไม่คงตัวและใช้แบบจำลองความปั่นป่วน $k-\varepsilon$ กำหนดให้เงื่อนไขขอบที่ทางเข้าเครื่องสูบลูบและที่ทางออกของโวลูตเป็นแบบความดันสถิตคงที่ แล้วคำนวณหาอัตราไหลและการกระจายความดันที่เกิดขึ้น ณ ตำแหน่งต่างๆ ในเครื่องสูบลูบ ผลการคำนวณพบว่าช่องว่างระหว่างปลายใบพัดกับโวลูตที่แตกต่างกันที่ 15.8 และ 10 เปอร์เซ็นต์ มีผลกระทบไม่มากนักต่อการเปลี่ยนความดัน (Pressure Fluctuation) ที่เกิดขึ้นที่ ปลายใบพัดและในโวลูต โดยลักษณะความดันที่เปลี่ยนแปลงมีค่าใกล้เคียงกันและสอดคล้องกับ ผลการทดสอบเครื่องสูบลูบน้ำ ที่อัตราไหลปกติพบว่าค่าของแรงไม่คงที่ในแนวรัศมีจากการ คำนวณมีผลสอดคล้องกับการทดสอบทั้งขนาดและทิศทางของแรงที่เกิดขึ้น ที่อัตราไหลน้อยกว่า อัตราไหลปกติพบว่าค่าของแรงไม่คงที่ในแนวรัศมีจากการคำนวณมีค่าน้อยกว่าและทิศทางของ

แรงแตกต่างจากผลการทดสอบ ที่อัตราไหลมากกว่าอัตราไหลปกติพบว่าค่าของแรงไม่คงที่ในแนวรัศมีจากการคำนวณมีค่าใกล้เคียงกับผลการทดสอบ แต่มีทิศทางของแรงแตกต่างกัน

Chan, W. K., Wong, Y. W. และ Hu, W. [4] ศึกษาการออกแบบรูปร่างโวลูตของเครื่องปั๊มโลหิตแบบหอยโข่ง ซึ่งเน้นศึกษาถึงแรงไม่สมดุล (Unbalance Force) ที่เกิดขึ้นกับใบพัดอันเป็นผลมาจากรูปร่างของโวลูต เนื่องจากใบพัดถูกรองรับด้วยสนามแม่เหล็ก ดังนั้นผลของแรงไม่สมดุลจะทำให้ใบพัดเกิดการสั่นสะเทือน และศึกษาผลการเสียหายของเม็ดเลือดโดยประเมินจากค่าความเค้นเฉือนที่เกิดขึ้นและระยะเวลาที่เม็ดเลือดหมุนวนอยู่ในเครื่องปั๊ม ในการออกแบบรูปร่างโวลูตจะออกแบบตามทฤษฎี 2 ทฤษฎีคือ ทฤษฎีโมเมนตัมเชิงมุมคงที่ (Constant Angular Momentum, CAM) ซึ่งออกแบบให้มีค่าสัมประสิทธิ์โมเมนตัมเชิงมุมเท่ากับ 0.118 0.064 และ 0.038 ส่งผลให้ค่ามุมสัมผัสของโวลูตมีค่า 1.6 3 และ 5 องศาตามลำดับ และทฤษฎีความเร็วเฉลี่ยคงที่ (Constant Mean Velocity, CMV) ซึ่งออกแบบที่ความเร็วเฉลี่ยเท่ากับ 1.6 2.0 และ 2.6 เมตรต่อวินาที ออกแบบให้โวลูตมีพื้นที่หน้าตัดสี่เหลี่ยมขนาดกว้าง 4 มิลลิเมตร เส้นผ่านศูนย์กลางวงกลมฐาน (Base Circle) ของโวลูตมีขนาดใหญ่กว่าเส้นผ่านศูนย์กลางใบพัด 10 เปอร์เซ็นต์ และลิ้นโวลูตหนา 1 มิลลิเมตร ปลายโค้งมน อยู่ที่ตำแหน่ง 0 องศา เลือกใช้ใบพัดแบบใบตรงจำนวน 7 กลีบใบ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 50 มิลลิเมตร รอบการทำงาน of เครื่องสูบ 2,000 รอบต่อนาที อัตราไหล 5 ลิตรต่อนาที ที่เฮดประมาณ 16,000 ปาสคาล เลือกใช้การคำนวณพลศาสตร์ของไหลด้วยโปรแกรม CFX-TASCFlow ใช้แบบจำลองความปั่นป่วน $k-\epsilon$ มีการกำหนดเงื่อนไขขอบที่ทางเข้าเครื่องสูบให้ของไหลมีอัตราไหลเชิงมวลคงที่ และที่ทางออกของโวลูตให้มีความดันสัมพัทธ์ (Relative Pressure) เป็นศูนย์ ผลการคำนวณพลศาสตร์ของไหลแสดงให้เห็นถึงการกระจายความดันที่ไม่สม่ำเสมอในแนวรอบใบพัด ส่งผลให้เกิดแรงไม่สมดุลต่อใบพัด สำหรับโวลูตที่ออกแบบตามทฤษฎี CMV เกิดแรงไม่สมดุลน้อยที่สุดที่ความเร็วเฉลี่ย 1.6 เมตรต่อวินาที แรงที่เกิดขึ้นมีค่าเท่ากับ 0.45 นิวตัน ค่าเฮดที่ได้มีค่า 10,652 ปาสคาล และที่ออกแบบตามทฤษฎี CAM เกิดแรงไม่สมดุลน้อยที่สุดที่ค่าสัมประสิทธิ์โมเมนตัมเชิงมุมเท่ากับ 0.064 แรงที่เกิดขึ้นมีค่าเท่ากับ 0.26 นิวตัน ค่าเฮดที่ได้มีค่า 12,900 ปาสคาล เมื่อพิจารณาค่าความเค้นเฉือนที่เกิดขึ้นพบว่าการออกแบบตามทฤษฎี CAM จะเกิดความเค้นน้อยกว่า และระยะเวลาที่เม็ดเลือดหมุนวนอยู่ในเครื่องสูบใช้เวลาประมาณ 400 ถึง 500 มิลลิวินาที ดังนั้นจึงสรุปได้ว่าการออกแบบโวลูตสำหรับเครื่องสูบโลหิตตามทฤษฎี CAM มีความเหมาะสมมากกว่าการออกแบบตามทฤษฎี CMV

Majidi, K. [6] ทำการคำนวณพลศาสตร์ของไหลโดยใช้โปรแกรม CFX-TASCFlow จำลองการไหลและการกระจายความดันที่เกิดขึ้นภายในเครื่องสูบน้ำแบบหอยโข่ง จากผลการกระจายความดันสามารถคำนวณหาแรงไม่สมดุลที่กระทำต่อใบพัดได้ โดยเครื่องสูบน้ำเป็นแบบใบพัดเปิด ใบพัดแบบโค้งหลังจำนวน 5 กลีบใบ เส้นผ่านศูนย์กลางใบพัด 508 มิลลิเมตร รอบการทำงาน 1,482 รอบต่อนาที อัตราไหลเชิงมวล 730 กิโลกรัมต่อวินาที ที่เฮด 46.68 เมตร ในการ

วิเคราะห์เลือกใช้วิธี Multiple Reference Frame เพื่อคำนวณในสภาวะการไหลคงตัวก่อน แล้วใช้วิธี Sliding Mesh Technique สำหรับการวิเคราะห์ในสภาวะการไหลไม่คงตัวและใช้แบบจำลองความปั่นป่วน $k-\varepsilon$ มีการกำหนดเงื่อนไขขอบที่ทางเข้าเครื่องสูบน้ำให้ของไหลมีอัตราไหลเชิงมวลคงที่ ที่ทางออกกำหนดให้ความดันและค่าตัวแปรอื่นมีค่าเกรเดียนเท่ากับศูนย์ เมื่อคำนวณและวิเคราะห์ผลที่อัตราไหลเชิงมวล 0.74 1 และ 1.34 เท่าของอัตราไหลปกติ เมื่อเปรียบเทียบผลจากการคำนวณพลศาสตร์ของไหลกับผลการทดสอบ พบว่าการคำนวณพลศาสตร์ของไหลสามารถจำลองการไหลที่เกิดขึ้นในเครื่องสูบน้ำได้ใกล้เคียงกับผลการทดสอบ สามารถมองเห็นการกระจายความดันไม่คงที่ในแนวเส้นรอบวงภายในโวลูตที่เปลี่ยนแปลงตามตำแหน่งของปลายใบพัดเมื่ออ้างอิงกับลิ้นโวลูต โดยเกิดการเปลี่ยนความดันสูงสุดที่ทางออกบริเวณใกล้เคียงกับลิ้นโวลูตและเปลี่ยนแปลงน้อยลงที่ตำแหน่งห่างออกไป

จากงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการคำนวณพลศาสตร์ของไหลในเครื่องสูบน้ำแบบหอยโข่งที่กล่าวถึงข้างต้น พบว่าการจำลองการไหลภายในเครื่องสูบน้ำได้ใช้แบบจำลองความปั่นป่วน $k-\varepsilon$ มีการกำหนดเงื่อนไขที่ทางออกของเครื่องสูบน้ำให้มีความดันคงที่ แต่การกำหนดเงื่อนไขขอบที่ทางเข้าแตกต่างกันในแต่ละงานวิจัย สำหรับงานวิจัยนี้ได้เลือกใช้แบบจำลองความปั่นป่วน $k-\varepsilon$ กำหนดเงื่อนไขขอบที่ทางเข้าและทางออกของเครื่องสูบน้ำแบบความดันสถิตคงที่ ใช้การคำนวณตามทฤษฎี Multiple Reference Frame ซึ่งน่าจะสอดคล้องกับปรากฏการณ์จริงที่เกิดขึ้นภายในเครื่องสูบน้ำ

1.3 วัตถุประสงค์

- 1.3.1 เพื่อออกแบบเครื่องสูบน้ำขนาดเล็กแบบหอยโข่งให้มีสมรรถนะสูงสุด โดยใช้การคำนวณพลศาสตร์ของไหลช่วยวิเคราะห์เสถียรภาพและรูปแบบการไหลภายในเครื่องสูบน้ำ
- 1.3.2 เพื่อศึกษาปัจจัยของรูปทรงของใบพัด เรือนสูบ ช่องทางน้ำเข้าและช่องทางน้ำออก ที่มีผลต่อเสถียรภาพและรูปแบบการไหลภายในเครื่องสูบน้ำขนาดเล็กแบบหอยโข่ง
- 1.3.3 สร้างอัลกอริทึมเพื่อออกแบบเครื่องสูบน้ำขนาดเล็กแบบหอยโข่ง

1.4 ขอบเขตของการวิจัย

- 1.4.1 ทำการศึกษาเครื่องสูบน้ำขนาดเล็กแบบหอยโข่ง ที่มีใบพัดแบบปิด (Closed Impeller) ช่องทางน้ำเข้าและช่องทางน้ำออกมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางไม่เกิน 2 นิ้ว โดยใช้มอเตอร์ไฟฟ้าขนาดไม่เกิน 2 แรงม้าเป็นต้นกำลัง ทำการเปลี่ยนแปลงค่าเฮดไม่เกิน 23 เมตร และอัตราไหลไม่เกิน 12 ลูกบาศก์เมตรต่อชั่วโมง
- 1.4.2 สร้างอัลกอริทึมเพื่อออกแบบรูปทรงของเครื่องสูบน้ำที่เหมาะสมสำหรับค่าเฮดและอัตราไหลที่กำหนด

1.4.3 ออกแบบรูปทรงของเครื่องสูบน้ำ ได้แก่ ใบพัด เรือนสูบ ช่องทางน้ำเข้าและช่องทางน้ำออก ที่ทำให้เกิดรูปแบบการไหลที่มีเสถียรภาพและทำให้เครื่องสูบน้ำมีสมรรถนะสูงสุด

1.4.4 คำนวณพลศาสตร์ของไหลด้วยโปรแกรม Fluent เพื่อจำลองการไหลที่เกิดขึ้นภายในเครื่องสูบน้ำภายใต้สมมุติฐานว่าน้ำเป็นของไหลที่อัดตัวไม่ได้

1.4.5 ศึกษาผลการเปลี่ยนรูปทรงของโวลูตที่มีต่อลักษณะการไหลภายในเครื่องสูบน้ำ

1.5 วิธีการวิจัย

การวิจัยเริ่มต้นจากการรวบรวมองค์ความรู้ที่เกี่ยวข้องกับการออกแบบเครื่องสูบน้ำ หลังจากนั้นกำหนดคุณลักษณะและสมรรถนะของเครื่องสูบน้ำ แล้วออกแบบรูปทรงเบื้องต้นของเครื่องสูบน้ำ ได้แก่ ใบพัด เรือนสูบ ช่องทางน้ำเข้าและช่องทางน้ำออก เขียนแบบสามมิติ สร้างเมชและใช้โปรแกรมCFD ช่วยในการจำลองการไหลเพื่อหารูปแบบการไหลที่เหมาะสม โดยมีรายละเอียดขั้นตอนการวิจัยดังนี้

1.5.1 ศึกษารวบรวมองค์ความรู้ที่จำเป็น โดยทฤษฎีที่เกี่ยวข้องได้แก่ Aerodynamics, Fluid Dynamics, Turbo Machinery เพื่อใช้ออกแบบและวิเคราะห์การไหลภายในเครื่องสูบน้ำ

1.5.2 สร้างอัลกอริทึมเพื่อออกแบบเครื่องสูบน้ำ

1.5.3 ออกแบบรูปทรงของเครื่องสูบน้ำ ได้แก่ ใบพัด เรือนสูบ ช่องทางน้ำเข้าและช่องทางน้ำออกและเขียนแบบสามมิติส่วนต่างๆของเครื่องสูบน้ำ

1.5.4 สร้างเมช กำหนดเงื่อนไขขอบ และคำนวณพลศาสตร์ของไหลด้วยโปรแกรม Fluent เพื่อจำลองการไหลภายในเครื่องสูบน้ำ

1.5.5 ปรับปรุงรูปทรงของเครื่องสูบน้ำโดยการเพิ่มพื้นที่หน้าตัดของโวลูตและการเปลี่ยนตำแหน่งล้นโวลูต สร้างเมชและคำนวณใหม่ เพื่อจำลองรูปแบบการไหลภายในเครื่องสูบน้ำ

1.5.6 วิเคราะห์ผลการคำนวณพลศาสตร์ของไหล

1.5.7 สรุปผลการวิจัยและจัดทำรายงาน

1.6 ประโยชน์ของการวิจัย

1.6.1 เพื่อเป็นพื้นฐานสำหรับการออกแบบเครื่องสูบน้ำขนาดเล็กแบบหอยโข่ง

1.6.2 ได้อัลกอริทึมเพื่อออกแบบเครื่องสูบน้ำขนาดเล็กแบบหอยโข่งที่เหมาะสมสำหรับค่าเฮดและอัตราการไหลที่ต้องการ

1.6.3 เพื่อเป็นแนวทางในการพัฒนาและปรับปรุงประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำขนาดเล็กแบบหอยโข่ง ลดค่าใช้จ่ายในกระบวนการผลิตและทดสอบเครื่องสูบน้ำ

บทที่ 2

ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

2.1 สมการพื้นฐานสำหรับการไหล

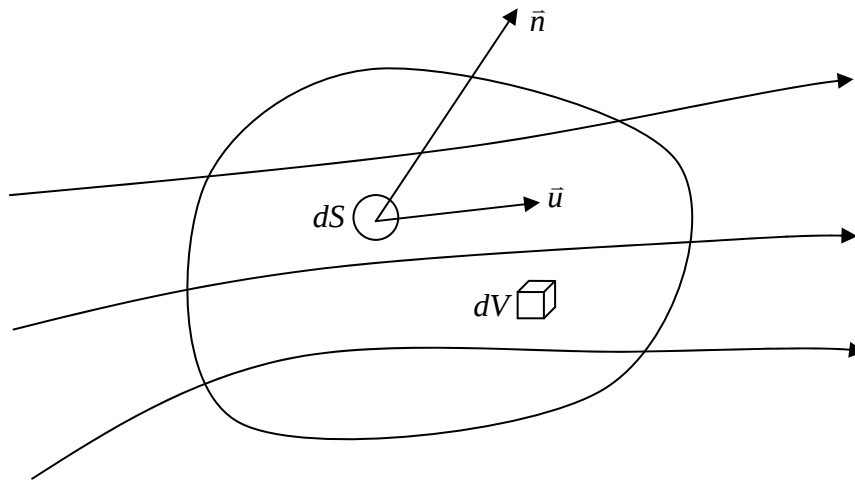
การคำนวณพลศาสตร์ของไหล (Computational Fluid Dynamics, CFD) เป็นเครื่องมือช่วยแก้ปัญหาที่ซับซ้อนที่เกี่ยวข้องกับการไหล โดยใช้ระเบียบวิธีเชิงตัวเลข (Numerical Method) คำนวณเพื่อประมาณผลเฉลยของสมการอนุพันธ์ย่อยที่มีความซับซ้อน ซึ่งมีความยุ่งยากในการหาผลเฉลยด้วยวิธีแมนตรง หลักสำคัญในการคำนวณพลศาสตร์ของไหลต้องเกี่ยวข้องกับสมการบังคับ ซึ่งสมการบังคับพื้นฐานของพลศาสตร์ของไหลได้แก่ สมการความต่อเนื่อง (Continuity Equation) สมการโมเมนตัม (Momentum Equation) และสมการพลังงาน (Energy Equation) สมการดังกล่าวบ่งบอกถึงลักษณะทางกายภาพของของไหลและสิ่งที่เกิดขึ้นในขณะที่เกิดการไหล โดยสมการบังคับเหล่านี้จะได้มาจากหลักทางกายภาพ 3 หลักด้วยกันคือ กฎการอนุรักษ์มวล (Conservation of Mass) กฎการอนุรักษ์โมเมนตัม (Conservation of Momentum) และกฎการอนุรักษ์พลังงาน (Conservation of Energy) และสมการบังคับที่ได้จะอยู่ในรูปของสมการอนุพันธ์ย่อยที่อธิบายปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้น หลังจากนั้นใช้ระเบียบวิธีเชิงตัวเลขประมาณผลเฉลยของสมการอนุพันธ์ สำหรับระเบียบวิธีเชิงตัวเลขที่ใช้กันทั่วไปได้แก่ ระเบียบวิธีผลต่างสืบเนื่อง (Finite Difference) ระเบียบวิธีจำกัดมูลฐาน (Finite Element) และ ระเบียบวิธีปริมาตรสืบเนื่อง (Finite Volume) เป็นต้น

สำหรับการวิเคราะห์การไหลในเครื่องสูบน้ำ เป็นกรณีที่ไม่คำนึงถึงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิขณะเกิดการไหล จะใช้เพียงกฎการอนุรักษ์มวลและกฎการอนุรักษ์โมเมนตัมเพื่ออธิบายปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้น ดังนั้นจึงขอเน้นเฉพาะกฎการอนุรักษ์มวลและกฎการอนุรักษ์โมเมนตัมเท่านั้น

2.1.1 กฎอนุรักษ์มวล

เมื่อพิจารณาปริมาตรควบคุมของไหลต่อเนื่องในสนามการไหลดังภาพที่ 2-1 การส่งถ่ายมวลเข้าออกปริมาตรควบคุม จะเป็นไปตามหลักการอนุรักษ์มวลคือ

อัตราการเปลี่ยนแปลงมวล ภายในปริมาตรควบคุม	=	อัตราการไหลสุทธิของมวล ที่ไหลผ่านผิวควบคุม
--	---	---



ภาพที่ 2-1 ปริมาตรควบคุม

สามารถเขียนในรูปของสมการ คือ

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u}) = 0 \quad (2-1)$$

สมการ (2-1) มีชื่อเรียกว่า สมการต่อเนื่อง (Continuity Equation) เมื่อพิจารณาการไหลในเครื่องสูบน้ำให้เป็นการไหลแบบอัดตัวไม่ได้ (Incompressible Flow) พบว่าความหนาแน่นของน้ำคงที่ จะได้สมการต่อเนื่องเป็น

$$\nabla \cdot \vec{u} = 0 \quad \text{หรือ} \quad \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (2-2)$$

2.1.2 กฎอนุรักษ์โมเมนตัม

หลักการอนุรักษ์โมเมนตัมเป็นการประยุกต์ใช้กฎการเคลื่อนที่ข้อที่ 2 ของนิวตันและเมื่อพิจารณาปริมาตรควบคุมจะได้ว่า

อัตราการเปลี่ยนแปลงสุทธิ ของโมเมนตัมปริมาตรควบคุม	=	แรงลัพธ์สุทธิที่กระทำต่อ ปริมาตรควบคุม
--	---	---

อัตราการเปลี่ยนแปลงสุทธิของโมเมนตัมของปริมาตรควบคุมเท่ากับผลรวมของอัตราการเปลี่ยนแปลงโมเมนตัมภายในปริมาตรควบคุมกับโมเมนตัมสุทธิที่ไหลผ่านผิวควบคุม ดังสมการ

$$\frac{\partial}{\partial t} \iiint_V \rho \bar{u} dV + \iint_S \rho \bar{u} (\bar{u} \cdot d\bar{S}) \quad (2-3)$$

แรงลัพธ์สุทธิที่กระทำต่อปริมาตรควบคุมแบ่งเป็น 2 ชนิดคือ ชนิดแรกเป็นแรงเนื่องจากสนามดึงดูด (Field Force) ซึ่งได้แก่ แรงโน้มถ่วงโลก (Body Force) และแรงเนื่องจากสนามแม่เหล็กไฟฟ้า ชนิดที่สองเป็นแรงที่กระทำที่ผิว (Surface Force) ซึ่งแบ่งออกเป็นแรงในแนวตั้งฉากได้แก่ ความดัน ความเค้นอัดหรือดึง และแรงในแนวขนานกับผิว ได้แก่ ความเค้นเฉือน ดังสมการ

$$\iiint_V \rho \bar{f} dV + \iint_S \bar{\sigma} d\bar{S} \quad (2-4)$$

ดังนั้นสมการโมเมนตัม คือ

$$\frac{\partial}{\partial t} \iiint_V \rho \bar{u} dV + \iint_S \rho \bar{u} (\bar{u} \cdot d\bar{S}) = \iiint_V \rho \bar{f} dV + \iint_S \bar{\sigma} d\bar{S} \quad (2-5)$$

ใช้ทฤษฎีของเกาส์ช่วยในการเปลี่ยนรูปสมการดังนี้

$$\iint_S \rho \bar{u} (\bar{u} \cdot d\bar{S}) = \iiint_V \nabla \cdot (\rho \bar{u} \bar{u}) dV$$

$$\iint_S \bar{\sigma} d\bar{S} = \iiint_V \nabla \cdot \bar{\sigma} dV$$

จะได้สมการโมเมนตัมในรูปสมการอนุพันธ์เชิงย่อยดังนี้

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho \bar{u} + \nabla \cdot (\rho \bar{u} \bar{u}) = \rho \bar{f} + \nabla \cdot \bar{\sigma} \quad (2-6)$$

เรียกสมการ (2-6) ว่าสมการนาเวียร์-สโตกส์ (Navier-Stokes Equation) และสามารถเขียนสมการให้อยู่ในรูปเทนเซอร์ (Tensor) ดังนี้

$$\frac{\partial(\rho u_j)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j u_k)}{\partial x_k} = \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_i} + \rho f_j \quad (2-7)$$

พิจารณาแยกเทอม $\rho u_j u_k$ เป็น ρu_k และ u_j แล้วจัดรูปสมการอนุพันธ์เชิงย่อยใหม่จะได้

$$\rho \frac{\partial u_j}{\partial t} + u_j \frac{\partial \rho}{\partial t} + u_j \frac{\partial(\rho u_k)}{\partial x_k} + \rho u_k \frac{\partial u_j}{\partial x_k} = \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_i} + \rho f_j$$

ใช้สมการความต่อเนื่องเพื่อกำจัดเทอมที่สองและสาม จะได้สมการนาเวียร์-สโตกส์ดังนี้

$$\rho \frac{\partial u_j}{\partial t} + \rho u_k \frac{\partial u_j}{\partial x_k} = \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_i} + \rho f_j \quad (2-8)$$

โดย $\sigma_{ij} = -p\delta_{ij} + \tau_{ij} \quad (2-9)$

สำหรับของไหลแบบนิวตัน (Newtonian Fluid) ซึ่งความเค้นเฉือนเป็นสัดส่วนโดยตรงกับ อัตราการเปลี่ยนแปลงรูปร่างของไหล ได้เทนเซอร์ความเค้นเฉือน (Shear Stress Tensor) คือ

$$\tau_{ij} = \lambda \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} + \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (2-10)$$

แทนค่าเทนเซอร์ความเค้นเฉือนในสมการ (2-9) ได้เทนเซอร์ความเค้น (Stress Tensor) คือ

$$\sigma_{ij} = -p\delta_{ij} + \lambda \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} + \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (2-11)$$

เมื่อ μ คือ สัมประสิทธิ์ความหนืดสัมบูรณ์ (Absolute or Dynamic Viscosity Coefficient)

λ คือ สัมประสิทธิ์ความหนืดอันดับสอง (Second Viscosity Coefficient)

δ_{ij} คือ Kronecker Delta (มีค่าเป็น 1 เมื่อ $i = j$ และมีค่าเป็น 0 เมื่อ $i \neq j$)

สโตกส์ (Stokes) ตั้งสมมุติฐานความสัมพันธ์ระหว่าง μ และ λ ไว้ดังนี้

$$\lambda = -\frac{2}{3}\mu \quad (2-12)$$

แทนค่าเทนเซอร์ความเค้นในสมการนาเวียร์-สโตกส์ ได้สมการนาเวียร์-สโตกส์ที่สมบูรณ์ คือ

$$\rho \frac{\partial u_j}{\partial t} + \rho u_k \frac{\partial u_j}{\partial x_k} = -\frac{\partial p}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + \rho f_j \quad (2-13)$$

เมื่อพิจารณาการไหลในเครื่องสูบน้ำให้เป็นการไหลแบบอัดตัวไม่ได้และค่าสัมประสิทธิ์ความหนืดสัมบูรณ์มีค่าคงที่ ทำให้เทอมที่สองทางด้านขวามือของสมการ (2-13) มีค่าเป็นศูนย์ และเทอมที่สามสามารถจัดรูปสมการใหม่เป็น

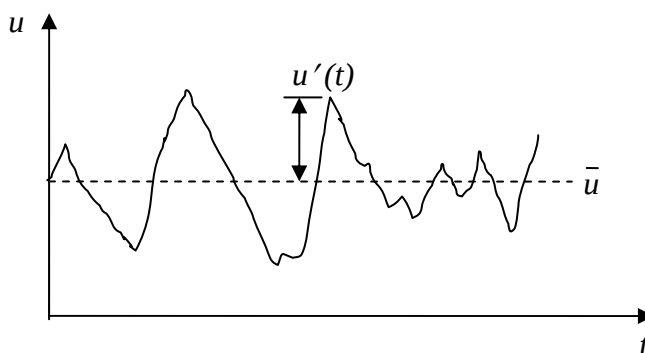
$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] = \mu \left[\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) + \frac{\partial^2 u_j}{\partial x_i \partial x_i} \right] = \mu \frac{\partial^2 u_j}{\partial x_i \partial x_i}$$

จะได้สมการนาเวียร์-สโตคส์สำหรับกรณีไหลแบบอัดตัวไม่ได้และค่าสัมประสิทธิ์ความหนืดสัมบูรณ์มีค่าคงที่ ดังนี้

$$\rho \frac{\partial u_j}{\partial t} + \rho u_k \frac{\partial u_j}{\partial x_k} = - \frac{\partial p}{\partial x_j} + \mu \frac{\partial^2 u_j}{\partial x_i \partial x_i} + \rho f_j \quad (2-14)$$

2.1.3 การไหลแบบปั่นป่วน

การไหลแบบปั่นป่วน ค่าของตัวแปรต่างๆมีค่าไม่คงที่ มีการเปลี่ยนแปลงตามเวลาที่เปลี่ยนไป เช่น ความเร็ว เป็นต้น ดังภาพที่ 2-2 แสดงค่าของความเร็ว u ในการไหลแบบปั่นป่วน ลักษณะการเปลี่ยนแปลงดังกล่าวทำให้มีความยุ่งยากในการคำนวณค่าตัวแปร เพื่อให้สามารถคำนวณได้ง่ายจึงสมมุติให้คุณสมบัติต่างๆ ที่พิจารณาแบ่งเป็น 2 ส่วนคือ ส่วนปริมาณเฉลี่ยไม่ขึ้นกับเวลา เช่น $\bar{u}$ $\bar{v}$ หรือ $\bar{p}$ กับส่วนที่กระเพื่อม (Fluctuation) เช่น u' v' หรือ p'



ภาพที่ 2-2 ค่าของความเร็ว u ในการไหลแบบปั่นป่วน

เมื่อทำการเฉลี่ยปริมาณใดๆ ในสมการควบคุมตลอดช่วงเวลาช่วงหนึ่ง จะทำให้เกิดตัวแปรขึ้นมาใหม่ ส่งผลให้มีจำนวนตัวแปรไม่รู้อีกมากกว่าจำนวนสมการที่มีอยู่ จึงจำเป็นต้องอาศัยแบบจำลองความปั่นป่วน (Turbulence Model) มาช่วย เพื่อทำให้ปัญหาเป็นปัญหาแบบปิด (Close Problem) ให้สามารถหาผลเฉลยได้

สมการบังคับของการไหลแบบปั่นป่วน สำหรับของไหลที่อัดตัวไม่ได้ มีอุณหภูมิคงที่และค่าสัมประสิทธิ์ความหนืดสัมบูรณ์มีค่าคงที่ ประกอบด้วย

2.1.3.1 สมการความต่อเนื่อง

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (2-15)$$

2.1.3.2 สมการนาเวียร์-สโตคส์

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (2-16)$$

จากการสมมติให้ตัวแปรต่างๆ สามารถแบ่งออกเป็นส่วนของค่าเฉลี่ยและส่วนของการกระเพื่อม ตัวอย่างเช่น ตัวแปรใดๆ ϕ แบ่งออกเป็น

$$\phi = \bar{\phi} + \phi'$$

จากนั้นทำการเฉลี่ยในช่วงเวลาหนึ่ง (Time-Averaging) จะได้

$$\phi(x) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_t^{t+T} \phi(x, t) dt$$

ซึ่งเมื่อทำการเฉลี่ยแล้ว จะทำให้ค่าเฉลี่ยในส่วนของการกระเพื่อมมีค่าเป็นศูนย์ ($\bar{\phi}' = 0$) และจะได้ค่าเฉลี่ยของผลคูณทั้งสองตัวแปรเป็น ($\overline{\phi\beta} = \bar{\phi}\bar{\beta} + \overline{\phi'\beta'}$)

เมื่อแทนค่าตัวแปรต่างๆ ด้วยผลรวมของค่าเฉลี่ยและส่วนของการกระเพื่อม แล้วทำการเฉลี่ยในช่วงเวลาหนึ่ง จะได้สมการบังคับเป็น

2.1.3.3 สมการความต่อเนื่องสำหรับค่าเฉลี่ยในช่วงเวลา

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2-17)$$

2.1.3.4 สมการนาเวียร์-สโตคส์สำหรับค่าเฉลี่ยในช่วงเวลา

$$\frac{\partial \bar{\rho u}_i}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho u}_i u_j}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \right] + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (2-18)$$

สมการ (2-17) และ (2-18) เรียกว่า สมการนาเวียร์-สโตกส์จากการเฉลี่ยของเรย์โนลด์ (Reynolds-Averaged Navier-Stokes Equation, RANS) จะสังเกตได้ว่าสมการที่ได้นี้มีรูปแบบ คล้ายคลึงกับสมการนาเวียร์-สโตกส์ เพียงแต่มีเทอมของ ค่าความเค้นของเรย์โนลด์ (Reynolds Stress) $\tau_{ij} = -\rho \overline{u'_i u'_j}$ เพิ่มขึ้นมาในสมการ ซึ่งเป็นผลมาจากการไหลที่เป็นแบบปั่นป่วน นั้นเอง เทอมความเค้นของเรย์โนลด์ที่เพิ่มขึ้นมานี้เป็นผลทำให้จำนวนตัวแปรมีมากกว่าจำนวน สมการที่มีอยู่ ทำให้ไม่สามารถแก้สมการได้ ดังนั้นจึงจำเป็นต้องอาศัยแบบจำลองความ ปั่นป่วนเพื่อทำให้ปัญหาเป็นแบบปิด ซึ่งจะได้อธิบายถึงแบบจำลองนี้ต่อไป

2.1.4 แบบจำลองความปั่นป่วน

การหาผลเฉลยสมการความต่อเนื่องและสมการนาเวียร์-สโตกส์จากการเฉลี่ยของเรย์ โนลด์ (RANS) ต้องอาศัยแบบจำลองความปั่นป่วนมาช่วยในการคำนวณ โดยใช้หาค่าความเค้น ของเรย์โนลด์ ซึ่งจะช่วยให้ไม่ต้องหาค่าของการกระเพื่อม แต่จะสนใจเฉพาะส่วนของค่าเฉลี่ย เท่านั้น สำหรับการเลือกใช้แบบจำลองความปั่นป่วนจะต้องเลือกให้เหมาะสมกับพฤติกรรม การไหลที่เกิดขึ้น จึงจะสามารถคำนวณได้อย่างแม่นยำ ใช้ระยะเวลาและหน่วยความจำน้อยที่สุด ตัวอย่างแบบจำลองความปั่นป่วนที่ใช้กันมีหลายแบบ เช่น แบบจำลองความปั่นป่วน $k-\varepsilon$ แบบจำลองความปั่นป่วน RNG $k-\varepsilon$ แบบจำลองความปั่นป่วน $k-\omega$ แบบจำลองความปั่นป่วน The Shear-Stress Transport (SST) $k-\omega$ แบบจำลองความปั่นป่วน Reynolds Stress Model (RSM) เป็นต้น ในหัวข้อนี้จะกล่าวถึงแบบจำลองที่นำมาใช้สำหรับงานวิจัยนี้ คือ แบบจำลอง ความปั่นป่วน $k-\varepsilon$ และแบบจำลองความปั่นป่วน $k-\omega$

2.1.4.1 แบบจำลองความปั่นป่วน $k-\varepsilon$ [6]

เป็นแบบจำลองความปั่นป่วนที่นิยมใช้กันแพร่หลาย เป็นแบบจำลองที่สร้างขึ้นโดย Launder and Spalding ซึ่งจะใช้สมมุติฐานของบัสซิเนส (Boussinesq Hypothesis) เพื่อ ประมาณค่าความเค้นของเรย์โนลด์ ดังนี้

$$\tau_{ij} = -\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left[\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right] - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (2-19)$$

เมื่อ k คือพลังงานจลน์ของความปั่นป่วน (Turbulent Kinetic Energy)

$$k = \frac{1}{2} \overline{u'_i u'_i} = \frac{1}{2} (\overline{u'^2} + \overline{v'^2} + \overline{w'^2}) \quad (2-20)$$

μ_t คือค่าความหนืดของความปั่นป่วน (Turbulent Eddy Viscosity)

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2-21)$$

โดยที่ ε คืออัตราการสลายตัวของความปั่นป่วน (Turbulent Dissipation Rate)

C_μ คือค่าคงที่

รูปแบบสมการที่ใช้สำหรับแบบจำลองความปั่นป่วน k - ε มีดังนี้

2.1.4.1.1 สมการพลังงานจลน์ของความปั่นป่วน

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \varepsilon \quad (2-22)$$

2.1.4.1.2 สมการของอัตราการสลายตัวของความปั่นป่วน

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (2-23)$$

เมื่อ σ_k และ σ_ε คือ Prandtl Number ของการไหลแบบปั่นป่วน สำหรับ k และ ε ตามลำดับ

G_k คือเทอมการสร้างความปั่นป่วน (Turbulent Production)

$$G_k = -\tau_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \quad (2-24)$$

เมื่อประยุกต์ใช้สมมติฐานของบอยสซิเนสจะได้ว่า

$$G_k = \mu_t S^2 \quad (2-25)$$

เมื่อ S คือเทนเซอร์ความเครียด (Strain Tensor) หาได้จาก

$$S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}} \quad (2-26)$$

และ S_{ij} คืออัตราความเครียดเฉลี่ย (Mean Strain Rate) โดย

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left[\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right] \quad (2-27)$$

สำหรับค่าคงที่ในแบบจำลองความปั่นป่วน $k-\varepsilon$ ซึ่งได้มาจากการทดลองต่างๆ ได้แก่ $C_{1\varepsilon} = 1.44$, $C_{2\varepsilon} = 1.92$, $C_\mu = 0.09$, $\sigma_k = 1.0$, $\sigma_\varepsilon = 1.3$

2.1.4.2 แบบจำลองความปั่นป่วน $k-\omega$ [6]

เป็นแบบจำลองความปั่นป่วนที่พัฒนาขึ้นโดย Wilcox ในแบบจำลองนี้ประกอบด้วยการส่งถ่ายพลังงานจลน์ของความปั่นป่วน (k) และอัตราการสลายตัวจำเพาะ (Specific Dissipation Rate, ω) ซึ่ง $\omega \propto \varepsilon/k$ สำหรับรูปแบบสมการที่ใช้ในแบบจำลองความปั่นป่วน $k-\omega$ มีดังนี้

2.1.4.2.1 สมการพลังงานจลน์ของความปั่นป่วน

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - Y_k \quad (2-28)$$

2.1.4.2.2 สมการของอัตราการสลายตัวจำเพาะ

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + G_\omega - Y_\omega \quad (2-29)$$

เมื่อ σ_k และ σ_ω คือ Prandtl Number ของการไหลแบบปั่นป่วน สำหรับ k และ ε ตามลำดับ

μ_t คือค่าความหนืดของความปั่นป่วน

G_k คือเทอมการสร้างความปั่นป่วน

G_ω คือเทอมการสร้างของอัตราการสลายตัวจำเพาะ

2.1.4.2.3 การจำลองเทอมของการแพร่ (Modeling The Effective Diffusivity) จากสมการ (2-28) และ (2-29) เทอมของการแพร่คือ

$$\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \text{ และ } \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega}$$

สามารถคำนวณหาค่าความหนืดของความปั่นป่วนได้ดังนี้

$$\mu_t = \alpha^* \frac{\rho k}{\omega} \quad (2-30)$$

เมื่อ α^* คือค่าปรับแก้ความหนืดเทอร์บิวเลนซ์ โดยแบ่งเป็น 2 กรณี คือ กรณีที่การไหลมีค่าเรย์โนลด์ส์สูง (High-Reynolds Number)

$$\alpha^* = \alpha_\infty^* = 1 \quad (2-31)$$

ในกรณีที่การไหลมีค่าเรย์โนลด์ต่ำ (Low-Reynolds Number)

$$\alpha^* = \alpha_\infty^* \left(\frac{\alpha_0^* + \text{Re}_t / R_k}{1 + \text{Re}_t / R_k} \right) \quad (2-32)$$

เมื่อ $\text{Re}_t = \frac{\rho k}{\mu \omega}$

$$R_k = 6$$

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

$$\beta_i = 0.072$$

2.1.4.2.4 การจำลองเทอมการสร้างความปั่นป่วน

$$G_k = -\tau_{ij} \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} \quad (2-33)$$

เมื่อประยุกต์ใช้สมมติฐานของบูลซิเนสจะได้ว่า

$$G_k = \mu_t S^2 \quad (2-34)$$

ค่า S คือเทนเซอร์ความเครียด ดังสมการ (2-26)

2.1.4.2.5 การจำลองเทอมการสร้างของอัตราการผลิตตัวจำเพาะ

$$G_\omega = \alpha \frac{\omega}{k} G_k \quad (2-35)$$

โดยค่า α หาได้จาก

$$\alpha = \frac{\alpha_\infty}{\alpha^*} \left(\frac{\alpha_0 + \text{Re}_t / R_\omega}{1 + \text{Re}_t / R_\omega} \right) \quad (2-36)$$

เมื่อ $R_\omega = 2.95$ ค่า α^* และ Re_t ดังอธิบายในสมการ (2-32)

2.1.4.2.6 การจำลองเทอมการสลายตัวของ k

$$Y_k = \rho \beta^* f_{\beta^*} k \omega \quad (2-37)$$

$$\text{เมื่อ } f_{\beta^*} = \begin{cases} 1 & \chi_k \leq 0 \\ \frac{1+680\chi_k^2}{1+400\chi_k^2} & \chi_k > 0 \end{cases}$$

$$\chi_k \equiv \frac{1}{\omega^3} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}$$

$$\beta^* = \beta_i^* [1 + \zeta^* F(M_t)]$$

$$\beta_i^* = \beta_\infty^* \left(\frac{4/15 + (\text{Re}_t/R_\beta)^4}{1 + (\text{Re}_t/R_\beta)^4} \right)$$

$$\zeta^* = 1.5$$

$$R_\beta = 8$$

$$\beta_\infty^* = 0.09$$

2.1.4.2.7 การจำลองเทอมการสลายตัวของ ω

$$Y_\omega = \rho \beta f_\beta \omega^2 \quad (2-38)$$

$$\text{เมื่อ } f_\beta = \frac{1+70\chi_\omega}{1+80\chi_\omega}$$

$$\chi_\omega = \left| \frac{\Omega_{ij} \Omega_{jk} S_{ki}}{(\beta_\infty^* \omega)^3} \right|$$

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

$$\beta = \beta_i \left[1 - \frac{\beta_i^*}{\beta_i} \zeta^* F(M_t) \right]$$

สำหรับค่าคงที่ในแบบจำลองความปั่นป่วน $k-\omega$ ซึ่งได้มาจากการทดลองต่างๆ ได้แก่

$$\alpha_\infty^* = 1, \alpha_\infty = 0.52, \alpha_0 = \frac{1}{9}, \beta_\infty^* = 0.09, \beta_i = 0.072, R_\beta = 8, R_k = 6, R_\omega = 2.95,$$

$$\zeta^* = 1.5, M_{t0} = 0.25, \sigma_k = 2.0, \sigma_\omega = 2.0$$

2.1.4.2.8 ความเข้มของความปั่นป่วน (Turbulence Intensity)

ความเข้มของความปั่นป่วน (I) นิยามโดยอัตราส่วนระหว่างค่ารากที่สองของกำลังสองเฉลี่ยของความเร็วในการแกว่งตัว u' กับความเร็วในการไหลเฉลี่ยของของไหล $\bar{u}$

$$I = \frac{u'}{\bar{u}} = 0.16(\text{Re}_{D_H})^{-\frac{1}{8}} \quad (2-39)$$

เมื่อ D_H คือ เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกของพื้นที่หน้าตัดการไหล

Re คือ ค่าเรย์โนลด์

ค่าความเข้มของความปั่นป่วน ถ้ามีค่าน้อยกว่า 1 เปอร์เซ็นต์ ถือว่ามีความปั่นป่วนในการไหลต่ำ ถ้ามีค่ามากกว่า 10 เปอร์เซ็นต์ ถือว่ามีความปั่นป่วนในการไหลสูง

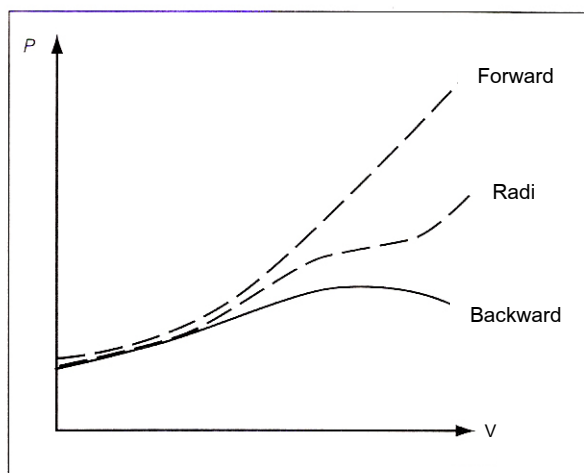
2.2 การออกแบบเครื่องสูบน้ำแบบหอยโข่ง

เครื่องสูบน้ำแบบหอยโข่งเป็นเครื่องสูบน้ำที่เหมาะสมกับงานประเภทที่ต้องการเสดสูง อัตราไหลไม่สูงมาก มีค่าความเร็วจำเพาะไร้มิตต่ำ ลักษณะโดยทั่วไปประกอบด้วยช่องทางน้ำเข้า ใบพัด วัสดุและช่องทางน้ำออก ในเครื่องสูบน้ำแบบหอยโข่ง น้ำถูกดูดเข้ามาทางช่องทางน้ำเข้าซึ่งขณะนั้นจะมีความดันสถิตต่ำ ไหลเข้าไปในส่วนของใบพัด พลังงานกลจะส่งผ่านเพลลาและถ่ายทอดสู่น้ำโดยใบพัดที่ติดอยู่กับเพลลา การหมุนของใบพัดจะทำให้น้ำที่อยู่ภายในช่องว่างระหว่างครีบบใบพัดหมุนไปด้วย ซึ่งน้ำจะรับพลังงานและเก็บไว้ในรูปของพลังงานจลน์ที่เพิ่มขึ้น เมื่อน้ำถูกเหวี่ยงออกจากใบพัดไหลเข้าสู่วัสดุ โดยการทำให้ช่องทางไหลในวัสดุมีขนาดใหญ่ขึ้น พลังงานจลน์ของน้ำส่วนหนึ่งจะถูกเปลี่ยนเป็นความดันและบางส่วนสูญเสียไป ดังนั้นการออกแบบเครื่องสูบน้ำจึงมีส่วนที่สำคัญที่ต้องพิจารณา 2 ส่วนคือใบพัดและวัสดุ

2.2.1 การออกแบบใบพัด

ใบพัดของเครื่องสูบน้ำมีอยู่ 3 ชนิดคือ ใบพัดชนิดใบโค้งหน้า (Forward Curved Blade) ใบพัดชนิดใบตรง (Straight or Radial Blade) และใบพัดชนิดใบโค้งหลัง (Backward - Curved Blade) ใบพัดแต่ละชนิดมีคุณลักษณะที่แตกต่างกันดังแสดงในภาพที่ 2-3

ในงานวิจัยนี้เลือกออกแบบใบพัดเครื่องสูบน้ำชนิดใบโค้งหลัง โดยทั่วไปใบพัดชนิดใบโค้งหลังมีความเร็วจำเพาะที่สูงในทุกขนาดและทุกรูปทรง หมายความว่าถ้าต้องการให้สร้างความดันที่ต้องการ จำเป็นต้องใช้ความเร็วใบพัดที่สูงกว่าใบพัดชนิดอื่น แต่ในทางกลับกันตัวใบพัดจะมีแรงเสียดทานต่ำต่อการเสียดสีจากอนุภาคของไหล ดังนั้นใบพัดชนิดนี้จะให้กระแสการไหลที่ราบเรียบกว่าชนิดใบโค้งหน้าและแบบใบตรง มีโครงสร้างที่แข็งแรงกว่า ใช้กำลังในการหมุนใบพัดน้อยกว่าชนิดอื่นและสามารถนำมาใช้งานได้ตลอดในช่วงกระแสการไหล จากจุดที่เปิดกว้างถึงจุดที่ปิดสนิท

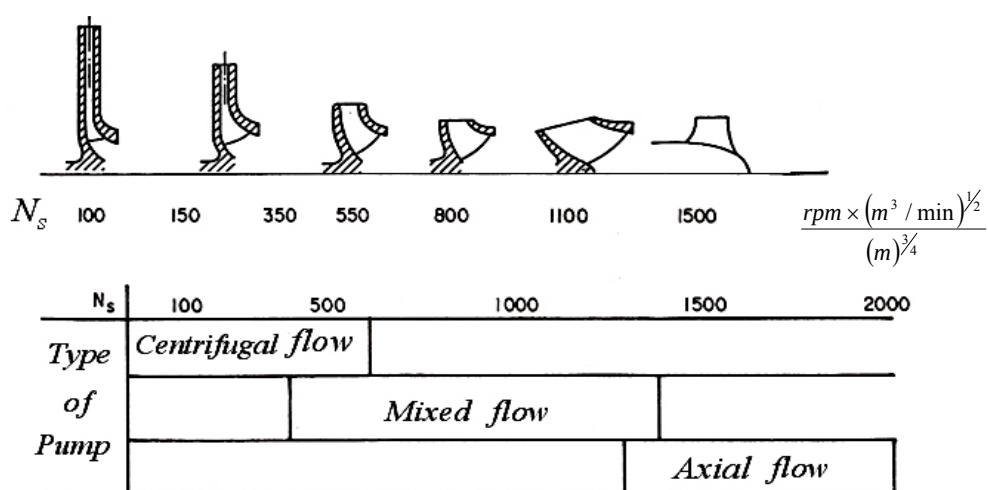


ภาพที่ 2-3 เปรียบเทียบการใช้กำลังในการหมุนใบพัดแต่ละชนิด เพื่อให้ได้น้ำในปริมาณที่เท่ากัน

2.2.1.1 ความเร็วจำเพาะ

ค่าความเร็วจำเพาะ (N_s) เป็นตัวกำหนดรูปร่างของใบพัดและชนิดของเครื่องสูบน้ำ ซึ่งมีการกำหนดความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วจำเพาะและรูปแบบของใบพัดที่เหมาะสมดังในภาพที่ 2-4 โดยค่าความเร็วจำเพาะหาได้จากสมการ

$$\frac{NQ^{1/2}}{(gH)^{3/4}} = N_s \quad (2-40)$$



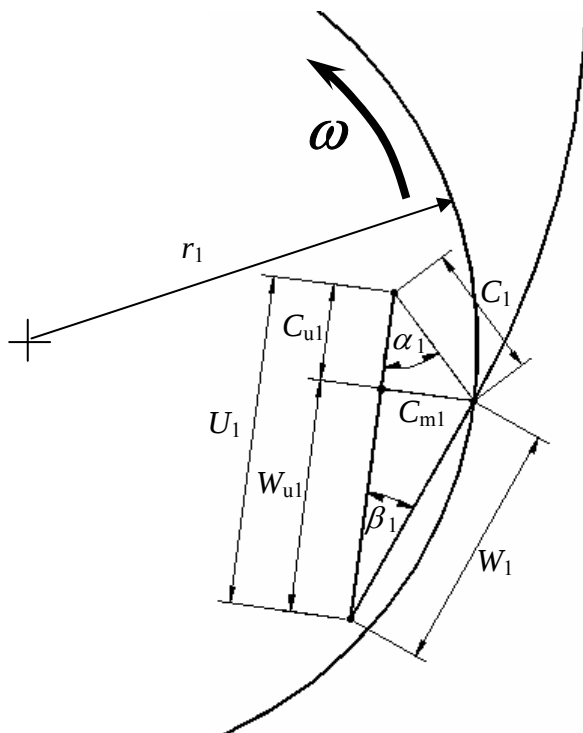
ภาพที่ 2-4 ความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วจำเพาะและรูปแบบของใบพัดที่เหมาะสม [7]

ในการออกแบบเครื่องสูบน้ำ เมื่อกำหนดค่าเฮด, อัตราการไหลและความเร็วรอบในการหมุนใบพัดแล้ว ก็จะนำมาคำนวณหาค่าความเร็วจำเพาะเพื่อกำหนดรูปทรงใบพัดและใช้เป็นค่าเริ่มต้นสำหรับการคำนวณค่าตัวแปรต่างๆของรูปทรงใบพัดด้วย เช่น ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางใบพัด (D_2) ความเร็วในแนวสัมผัสที่ปลายใบพัด (u_2) ความเร็วในแนวรัศมีที่ปลายใบพัด (C_{m2}) มุมทางออกของใบพัด (β_2) จำนวนกลีบใบพัด (Z) เป็นต้น

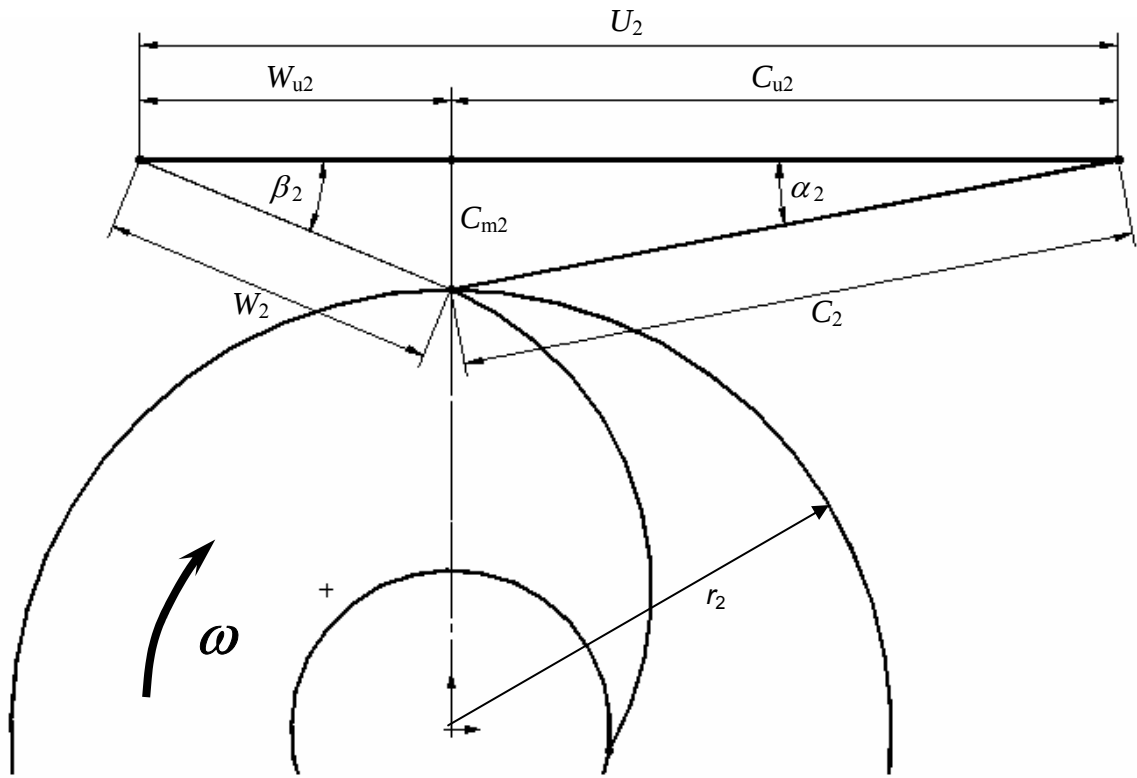
2.2.1.2 องค์ประกอบความเร็วในใบพัด

จากภาพที่ 2-5 จะประกอบไปด้วยสามเหลี่ยมขององค์ประกอบเวกเตอร์ความเร็วที่ตำแหน่งทางเข้าของใบพัด ที่ทางเข้ามีรัศมีวงใน r_1 อนุภาคของน้ำจะไหลผ่านขอบใบพัด ไหลไปตามเส้นโค้งใบพัดซึ่งทำมุม β_1 โดยวัดจากระนาบเส้นสัมผัสวงกลมทางเข้า น้ำที่ทางเข้านี้จะมีความเร็วสัมบูรณ์ C_1 และทำมุม α_1 กับความเร็วในแนวเส้นสัมผัสวงกลมทางเข้า U_1 มีค่าเท่ากับ ωr_1 โดยที่ ω คือ ความเร็วเชิงมุมในการหมุนของใบพัด ซึ่งเป็นผลให้เกิดความเร็วสัมพัทธ์ของการไหลที่ใบพัด W_1

จากภาพที่ 2-6 จะประกอบไปด้วยสามเหลี่ยมขององค์ประกอบเวกเตอร์ความเร็วที่ทางออกของใบพัด รัศมีที่ทางออก r_2 อนุภาคของน้ำจะไหลผ่านขอบใบพัดซึ่งทำมุม β_2 โดยวัดจากระนาบเส้นสัมผัสวงกลมของใบพัด น้ำที่ออกจากใบพัดมีเวกเตอร์องค์ประกอบความเร็วสัมบูรณ์ C_2 ทำมุม α_2 กับเส้นสัมผัสโค้งรัศมีนอก เวกเตอร์ความเร็วในแนวเส้นสัมผัสที่ทางออก U_2 และเวกเตอร์ความเร็วสัมพัทธ์



ภาพที่ 2-5 องค์ประกอบเวกเตอร์ความเร็วที่ทางเข้าของใบพัด



ภาพที่ 2-6 องค์ประกอบเวกเตอร์ความเร็วที่ทางออกของใบพัด

จากสมการเครื่องสูบน้ำของ Euler สามารถแสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวแปรองค์ประกอบเวกเตอร์จากสามเหลี่ยมความเร็วได้ดังนี้

ที่ตำแหน่งทางเข้าของใบพัด

$$U_1 = \frac{\pi D_1 N}{60} \quad (2-41)$$

$$C_{u1} = U_1 - W_{u1} \quad (2-42)$$

$$W_{u1} = \frac{C_{m1}}{\tan \beta_1} \quad (2-43)$$

$$W_{u1} = W_1 \cos \beta_1 \quad (2-44)$$

$$C_{u1} = C_1 \cos \alpha_1 \quad (2-45)$$

$$\tan \alpha_1 = \frac{C_{m1}}{C_{u1}} \quad (2-46)$$

ที่ตำแหน่งทางออกของใบพัด

$$U_2 = \frac{\pi D_2 N}{60} \quad (2-47)$$

$$C_{u2} = U_2 - W_{u2} \quad (2-48)$$

$$W_{u2} = \frac{C_{m2}}{\tan \beta_2} \quad (2-49)$$

$$W_{u2} = W_2 \cos \beta_2 \quad (2-50)$$

$$C_{u2} = C_2 \cos \alpha_2 \quad (2-51)$$

$$\tan \alpha_2 = \frac{C_{m2}}{C_{u2}} \quad (2-52)$$

2.2.1.3 การกำหนดความเร็วที่ทางเข้าและทางออกของใบพัด

การกำหนดความเร็วในแนวเมอริเดียนที่ทางเข้าและทางออกของใบพัด ต้องอาศัย แผนภูมิความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วจำเพาะ อัตราส่วนความเร็วและค่าสัมประสิทธิ์ต่าง ๆ ซึ่งเป็นแผนภูมิที่ Stepanoff [8] ได้ทดสอบเครื่องสูบน้ำหลายชนิดเพื่อหาค่าสัมประสิทธิ์ที่เกี่ยวข้องกับการออกแบบเครื่องสูบน้ำ โดยทำให้อยู่ในรูปของแผนภูมิกราฟของตัวแปรไร้มิติดังแสดงในภาพที่ 2-7 ค่าความเร็วเฉลี่ยในแนวเมอริเดียนสามารถคำนวณได้จาก

$$C_{m1} = K_{m1} \sqrt{2gH} \quad (2-53)$$

$$C_{m2} = K_{m2} \sqrt{2gH} \quad (2-54)$$

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

ค่าของ K_{m1} และ K_{m2} ได้จากความสัมพันธ์ที่ขึ้นอยู่กับความเร็วจำเพาะ

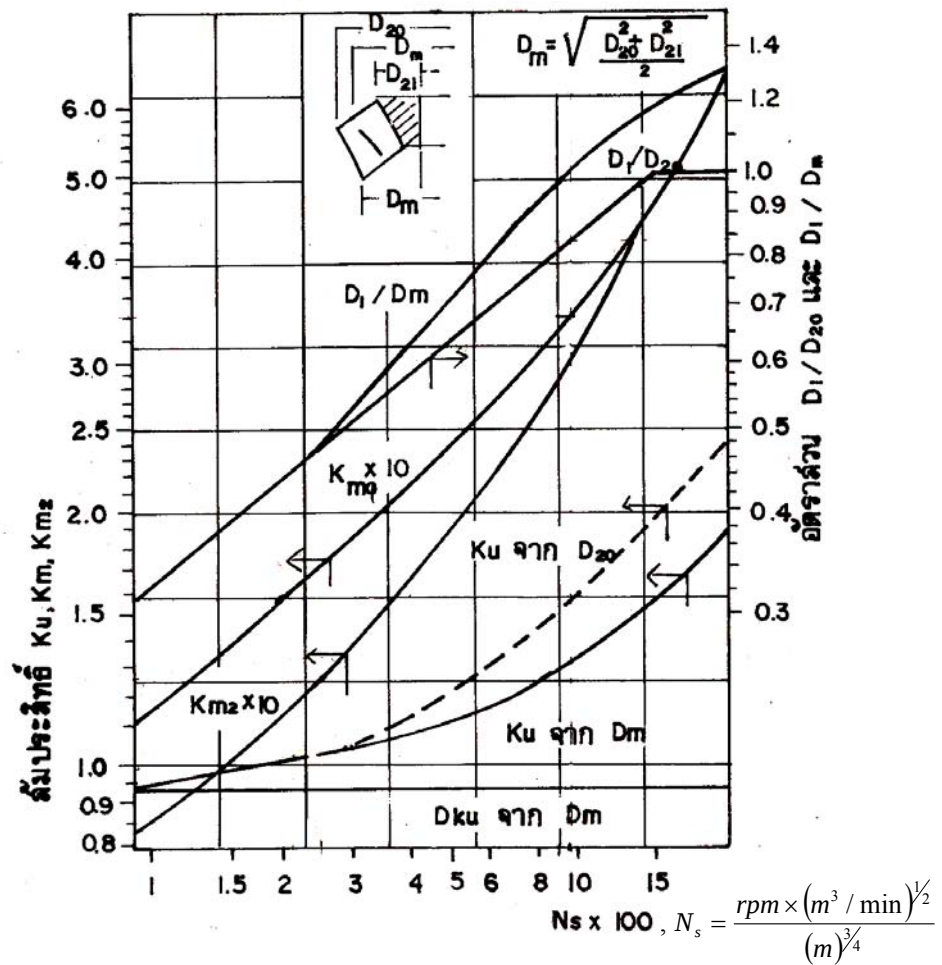
2.2.1.4 จำนวนกลีบใบพัด

จากข้อแนะนำเกี่ยวกับจำนวนกลีบใบพัดของ Stepanoff [8] ได้แนะนำไว้ว่า

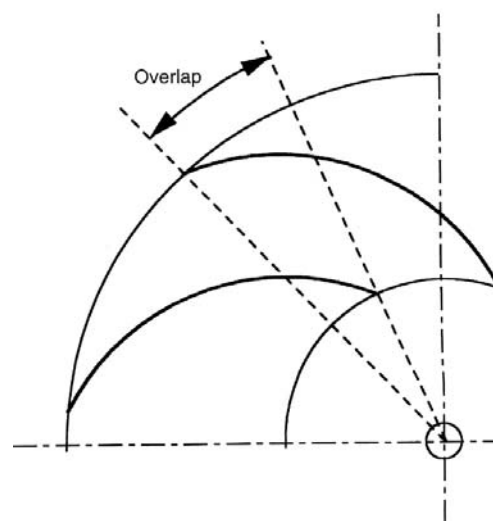
$$\text{จำนวนกลีบใบพัด (Z)} = \frac{\beta_2}{3} \quad (2-55)$$

2.2.1.5 มุมซ้อนทับของกลีบใบพัด (Overlap Angle) ดังแสดงในภาพที่

2-8 โดยค่ามุมซ้อนทับของกลีบใบพัดที่ Turton [9] แนะนำให้ออกแบบอยู่ที่ประมาณ 45°



ภาพที่ 2-7 ความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วจำเพาะกับค่าสัมประสิทธิ์ต่างๆ [7]



ภาพที่ 2-8 มุมทับซ้อนของกลีบใบพัด [9]

2.2.1.6 ความกว้างของช่องทางของออกใบพัด

ความกว้างช่องทางออกของใบพัดในระนาบด้านข้างจำเป็นต้องทราบความหนาของกลีบใบพัดก่อน เพื่อคำนวณหาผลกระทบของกลีบใบดังแสดงในภาพที่ 2-9 สามารถคำนวณได้จากสมการ

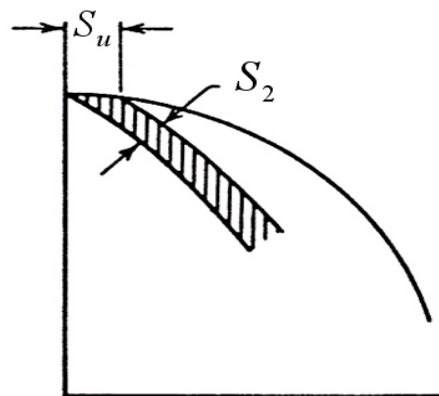
$$b_2 = \left(\frac{Q/3,600}{\pi D_2 C_{m2}} \right) \times \left(\frac{t_2}{t_2 - S_{u2}} \right) \quad (2-56)$$

โดยที่เทอมของ $\frac{t_2}{t_2 - S_{u2}}$ คือผลกระทบจากความหนาของใบพัด ซึ่งสามารถคำนวณค่า t_2 ได้ดังสมการ

$$t_2 = \frac{\pi D_2}{Z} \quad (2-57)$$

$$S_u = S_2 \operatorname{cosec} \beta_2 \quad (2-58)$$

- เมื่อ b_2 คือความกว้างของช่องทางของออกใบพัด
 Q คืออัตราการไหล
 C_{m2} คือความเร็วเฉลี่ยในแนวเมริเดียนที่ทางออกใบพัด
 D_2 คือขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางใบพัดที่ทางออกใบพัด
 S_2 คือความหนาของกลีบใบพัด
 S_u คือความหนาของกลีบใบพัดในแนวเส้นรอบวงที่ปลายใบพัด
 Z คือจำนวนกลีบใบพัด



ภาพที่ 2-9 ความหนาของกลีบใบพัด [8]

2.2.1.7 ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเพลาลำและเส้นผ่านศูนย์กลางดุมใบพัด เนื่องจากใช้มอเตอร์เป็นต้นกำลังขับเพลาลำ สามารถคำนวณหาแรงบิดที่กระทำได้ดังนี้

$$T = \frac{\text{Power}}{\omega} \quad (2-59)$$

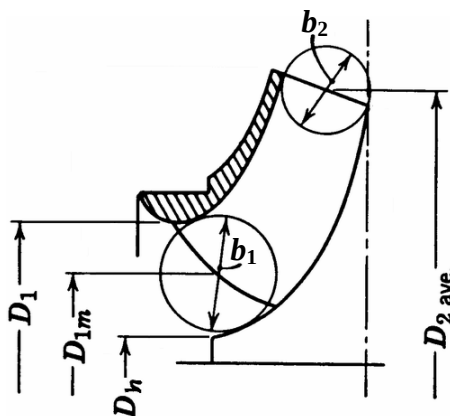
จากค่าความเค้นเฉือน $\tau = \frac{2T}{\pi r_{shaft}^3} \quad (2-60)$

ดังนั้น $r_{shaft} = \sqrt[3]{\frac{2T}{\pi \tau}} \quad (2-61)$

จากตารางคุณสมบัติของ Stainless Steel sus304 มีค่า Yield Strength $\sigma_y = 207 \text{ MPa}$ ในการออกแบบเพลาลำให้ปลอดภัยต่อการใช้งานสำหรับเครื่องสูบน้ำ ได้กำหนดให้ค่าความเค้นเฉือน (τ) ที่ออกแบบมีค่าเท่ากับ 0.3 เท่าของ σ_y

2.2.1.8 ตำแหน่งขอบหน้าของใบพัดแสดงในภาพที่ 2-10 และคำนวณค่าเส้นผ่านศูนย์กลางของขอบหน้าได้จากสมการ

$$D_{1m} = \sqrt{\frac{D_1^2 + D_h^2}{2}} \quad (2-62)$$



ภาพที่ 2-10 ช่องทางเข้าใบพัด [8]

2.2.1.9 พื้นที่ทางเข้าใบพัด คำนวณได้จากสมการ

$$A_1 = 0.9 \times \frac{\pi}{4} \times D_1^2 \quad (2-63)$$

2.2.4.10 ความกว้างของช่องทางเข้าใบพัดคำนวณได้จาก

$$b_1 = \frac{A_1}{\pi D_{1m}} \quad (2-64)$$

2.2.4.11 การเขียนเส้นโค้งใบพัดแบบเส้นโค้งรัศมีเดียว

วิธีการเขียนเส้นโค้งใบพัดอย่างง่าย เป็นการเขียนเส้นโค้งใบพัดแบบเส้นโค้งรัศมีเดียว (Single Circular Arc) โดย Addison [10] ได้เสนอวิธีเขียนเส้นโค้งดังแสดงในภาพที่ 2-11 และมีรายละเอียดในการเขียนเส้นโค้งดังนี้

2.2.4.11.1 เขียนวงกลมขอบทางเข้าใบพัด d_1 และขอบทางออกใบพัด d_2

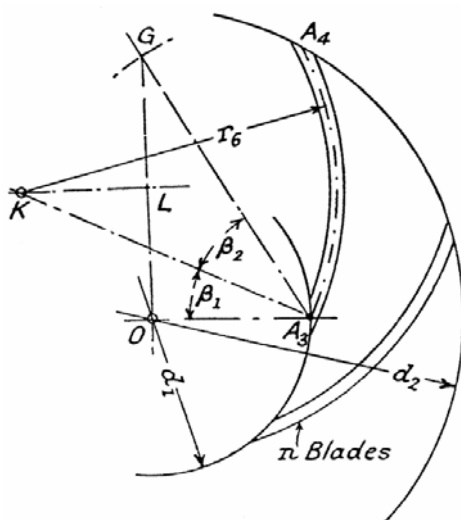
2.2.4.11.2 เขียนเส้นรัศมีไปตัดกับวงกลมขอบทางเข้าใบพัด แล้วกำหนดให้เป็นจุด A_3

2.2.4.11.3 เขียนเส้นตรง KA_3 โดยให้ทำมุมกับเส้นตรง OA_3 เท่ากับมุมทางเข้าใบพัด β_1

2.2.4.11.4 เขียนเส้นตรง A_3G โดยให้ทำมุมกับเส้นตรง OA_3 เท่ากับมุมทางเข้าใบพัด $(\beta_1 + \beta_2)$ โดยกำหนดให้ ระยะ A_3G มีค่าเท่ากับรัศมีของวงเส้นขอบทางออก $(d_2/2)$

2.2.4.11.5 เขียนเส้นตรง KL ตั้งฉากและตัดจุดกึ่งกลางเส้น OG

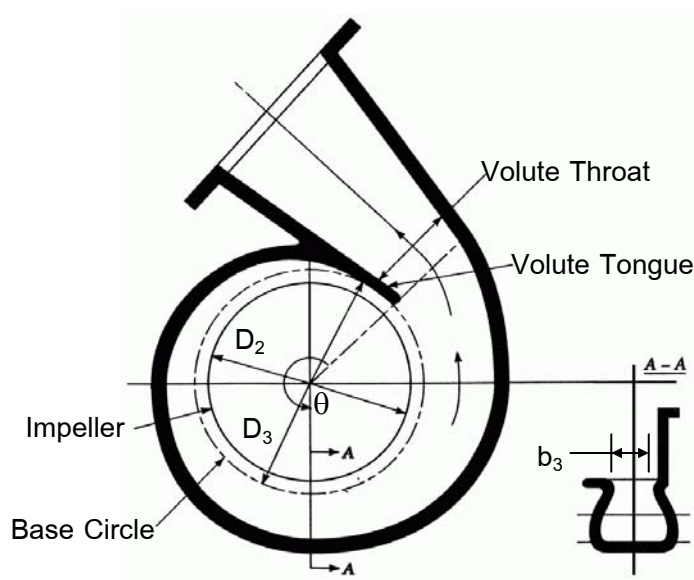
2.2.4.11.6 เขียนเส้นโค้งรัศมี r_6 โดยให้จุด K เป็นจุดศูนย์กลาง รัศมีความโค้งไปตัดกับวงกลมขอบนอกใบพัดโดยกำหนดให้เป็นจุด A_4 และเส้นโค้งที่ได้จะเป็นเส้นกึ่งกลางความหนาของใบพัดแบบเส้นโค้งรัศมีเดียว



ภาพที่ 2-11 วิธีการเขียนเส้นโค้งใบพัดแบบเส้นโค้งรัศมีเดียว [10]

2.2.2 การออกแบบเรือนสูบแบบหอยโข่งหรือโวลูต

เรือนสูบแบบหอยโข่งของเครื่องสูบน้ำหรือที่นิยมเรียกว่าโวลูต มีรูปร่างและส่วนประกอบที่สำคัญดังภาพที่ 2-12 รูปร่างของเรือนสูบแบบหอยโข่งโดยเริ่มจากตำแหน่งลิ้นของโวลูตจะมีการเพิ่มพื้นที่หน้าตัดของช่องทางไหลตามระยะทางเชิงมุมที่เพิ่มขึ้นจนกระทั่งถึงตำแหน่งที่เรียกว่าคอของโวลูต (Volute Throat) การเพิ่มขึ้นของพื้นที่หน้าตัดของช่องทางไหลจะทำให้หน้าที่ยเปลี่ยนพลังงานจลน์ของน้ำที่ถูกเหวี่ยงออกจากใบพัดและไหลเข้าสู่โวลูตให้กลายเป็นความดัน ดังนั้นการเพิ่มขึ้นของความดันที่ได้จึงขึ้นอยู่กับรูปร่างของโวลูตเป็นสำคัญ การออกแบบรูปร่างของโวลูตจะมีหลักการที่ใช้ด้วยกัน 2 แบบ คือ หลักการโมเมนตัมเชิงมุมของทุกหน้าตัดมีค่าคงที่ (Constant Angular-Momentum) และหลักการความเร็วเฉลี่ยของทุกหน้าตัดมีค่าคงที่ (Constant Mean Velocity)



ภาพที่ 2-12 ส่วนประกอบของโวลูต [11]

สำหรับอัตราไหลที่ไหลผ่านหน้าตัดใดๆ ของโวลูตจะขึ้นอยู่กับมุม θ ที่เริ่มวัดจากตำแหน่งลิ้นของโวลูต ค่าอัตราไหลที่ไหลผ่านหน้าตัดใดๆ (Q_θ) หาได้จาก

$$Q_\theta = Q \times \frac{\theta}{360} \quad (2-65)$$

2.2.5.1 การออกแบบโวลูตตามหลักการโมเมนต์เชิงมุมของทุกหน้าตัดมี

ค่าคงที่

การออกแบบรูปร่างของโวลูตโดยอาศัยหลักการอนุรักษ์โมเมนต์เชิงมุม โดยสมมติให้องค์ประกอบของความเร็วสัมบูรณ์ในแนวสัมผัสเส้นรอบวงของโวลูตมีค่าลดลงตามระยะในแนวรัศมีที่ห่างออกไปจากแกนของเครื่องสูบน้ำและไม่คำนึงถึงผลของความเสียดทานของของไหล จะได้ความสัมพันธ์ดังนี้

$$C_u r = K = \text{Constant} \quad (2-66)$$

เมื่อ C_u คือความเร็วในแนวสัมผัสเส้นรอบวง

r คือระยะในแนวรัศมีที่ห่างออกไปจากแกนของเครื่องสูบน้ำ

K คือค่าที่

การกำหนดรูปร่างของโวลูตสำหรับหน้าตัดใดๆ ดังในภาพที่ 2-13 และรูปร่างเป็นไปตามสมการ Logarithmic Spiral ดังนี้

$$r_4 = r_3 e^{(\theta \tan \alpha_v)} \quad (0 \leq \theta \leq 2\pi) \quad (2-67)$$

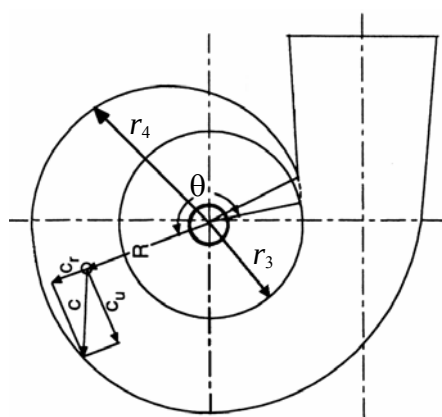
$$\tan \alpha_v = \frac{1}{2\pi} \frac{Q}{K b_3}$$

เมื่อ α_v คือมุมของโวลูต (Volute Angle)

r_4 คือรัศมีของโวลูต

r_3 คือรัศมีของวงกลมฐานของโวลูต (Volute Base Circle)

b_3 คือความกว้างของทางเข้าโวลูต (Volute Width)



ภาพที่ 2-13 รูปร่างของโวลูต [12]

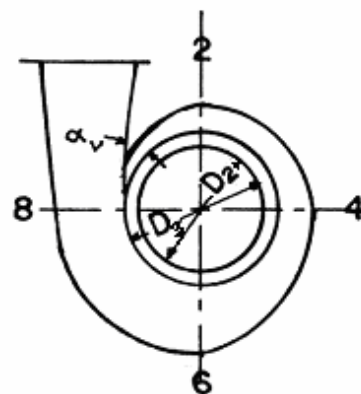
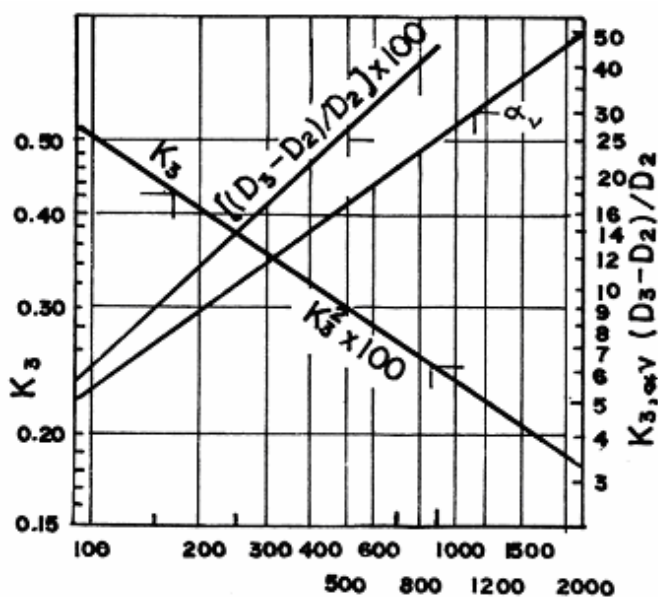
2.2.5.2 การออกแบบโวลูตตามหลักการความเร็วเฉลี่ยของทุกหน้าตัดมี

ค่าคงที่

การออกแบบวิธีนี้นำเสนอครั้งแรกโดย Stepanoff [8] โดยสมมุติให้ขณะที่ของไหลถูกเหวี่ยงออกจากใบพัดนั้น มีการกระจายความดันรอบๆ ใบพัดอย่างสม่ำเสมอ ทำให้อัตราไหลที่ไหลออกจากใบพัดเพิ่มขึ้นอย่างสม่ำเสมอตามมุม θ ที่เพิ่มขึ้น และทำให้ขนาดหน้าตัดโวลูตเพิ่มขึ้นแบบเชิงเส้นจากตำแหน่งลิ้นของโวลูตจนกระทั่งถึงคอของโวลูตด้วย การกำหนดความเร็วเฉลี่ย (C_m) ที่ใช้ออกแบบโวลูต คำนวณจาก

$$C_m = K_3 \sqrt{2gH} \quad (2-68)$$

เมื่อ K_3 คือค่าคงที่สำหรับออกแบบ ซึ่งจะขึ้นอยู่กับค่าความเร็วจำเพาะของเครื่องสูบน้ำ การกำหนดค่า K_3 จะใช้ข้อมูลจากภาพที่ 2-14



$$N_s, \quad N_s = \frac{\text{rpm} \times (m^3 / \text{min})^{1/2}}{(m)^{3/4}}$$

ภาพที่ 2-14 สัมประสิทธิ์การออกแบบโวลูต [8]

2.2.5.3 วงกลมฐานของโวลูต (Volute Base Circle)

วงกลมฐานของโวลูตมีขนาดใหญ่กว่าเส้นผ่านศูนย์กลางของใบพัดเล็กน้อย [13] เพื่อให้เกิดช่องว่างระหว่างปลายใบพัดกับทางเข้าของโวลูตซึ่งช่องว่างดังกล่าวจะช่วยรักษาเสถียรภาพของการไหลและลดเสียงรบกวนที่เกิดขึ้น ระยะช่องว่างน้อยที่สุดมีค่า

$$\text{gap} = \frac{D_3 - D_2}{D_2} \quad (2-69)$$

เมื่อ D_3 คือเส้นผ่านศูนย์กลางวงกลมฐานของโวลูต

D_2 คือเส้นผ่านศูนย์กลางของใบพัด

ระยะช่องว่างน้อยที่สุดจะขึ้นอยู่กับค่าความเร็วจำเพาะของเครื่องสูบน้ำ จากภาพที่ 2-14 จะได้ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของวงกลมฐาน คือ

$$D_3 = D_2 + D_2 \left(\frac{D_3 - D_2}{D_2} \right) \quad (2-70)$$

2.2.5.4 ความกว้างของทางเข้าโวลูต (Volute Width)

ขนาดความกว้างของทางเข้าโวลูต (b_3) ดังแสดงในภาพที่ 2-15 จะมีความสัมพันธ์กับขนาดความกว้างของปลายใบพัดและความเร็วจำเพาะของเครื่องสูบน้ำ สามารถกำหนดขนาดความกว้างของทางเข้าโวลูตดังนี้

2.2.5.4.1 เครื่องสูบน้ำที่มีความเร็วจำเพาะต่ำ

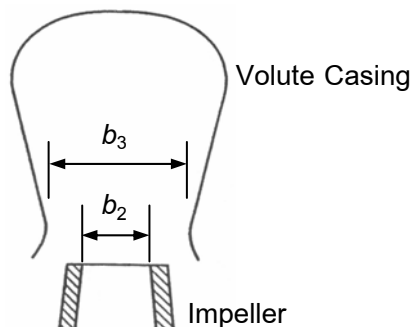
$$b_3 = 2.0 b_2$$

2.2.5.4.2 เครื่องสูบน้ำที่มีความเร็วจำเพาะปานกลาง

$$b_3 = 1.75 b_2$$

2.2.5.4.3 เครื่องสูบน้ำที่มีความเร็วจำเพาะสูง(มากกว่า 3,000)

$$b_3 = 1.6 b_2$$



ภาพที่ 2-15 ความกว้างของทางเข้าโวลูต [8]

2.2.5.5 พื้นที่หน้าตัดของโวลูต

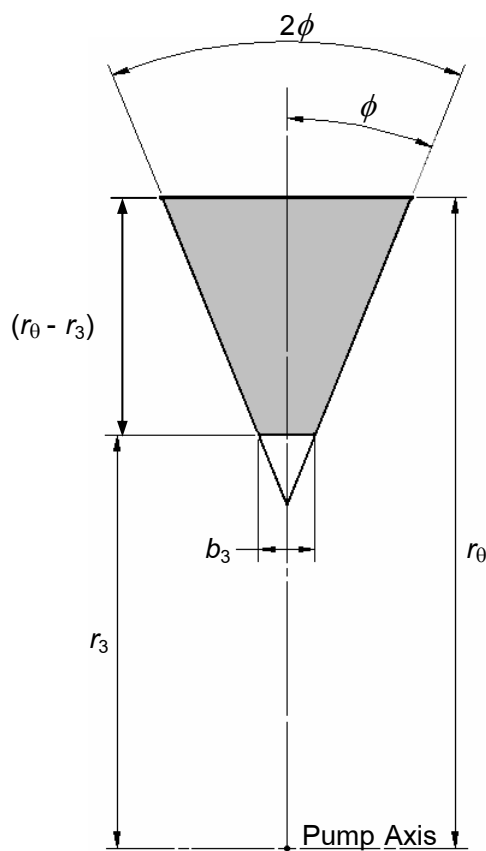
พื้นที่หน้าตัดของโวลูตเพิ่มขึ้นแบบเชิงเส้นจากตำแหน่งลิ้นของโวลูตจนกระทั่งถึงตำแหน่งคอของโวลูต ขนาดของพื้นที่หน้าตัดจะมีความสัมพันธ์กับมุม θ ที่เพิ่มขึ้น ดังนี้

$$A_\theta = \frac{Q \times \theta}{360 \times C_m} \quad (2-71)$$

สำหรับรูปร่างหน้าตัดของโวลูตแบบหน้าตัดสี่เหลี่ยมคางหมู (Trapezium Cross Section) ดังในภาพที่ 2-16 โดยมีมุมขยายออกของหน้าตัดสี่เหลี่ยมคางหมูเท่ากับมุม ϕ สามารถคำนวณพื้นที่หน้าตัดได้ดังนี้

$$A_\theta = b_3 \times (r_\theta - r_3) + (\tan \phi) \times (r_\theta - r_3)^2 \quad (2-72)$$

$$r_\theta = \left(\frac{-b_3 + \sqrt{(b_3)^2 + (4A_\theta \times \tan \phi)}}{2A_\theta} \right) + r_3 \quad (2-73)$$



ภาพที่ 2-16 พื้นที่หน้าตัดของโวลูตรูปร่างสี่เหลี่ยมคางหมู

บทที่ 3

การออกแบบรูปทรงเบื้องต้นของเครื่องสูบน้ำ

เครื่องสูบน้ำแบบหอยโข่งมีส่วนประกอบหลักคือ ใบพัดและเรือนสูบแบบหอยโข่ง ดังนั้นการออกแบบและกำหนดรูปทรงเบื้องต้นของเครื่องสูบน้ำจะนำเสนอเป็น 2 ส่วน คือ การออกแบบใบพัดและการออกแบบเรือนสูบแบบหอยโข่ง

3.1 การคำนวณและออกแบบใบพัด

ขั้นตอนแรกสำหรับการออกแบบจะต้องกำหนดอัตราไหลและเฮดเสียก่อน ซึ่งข้อกำหนดในการออกแบบคือ ให้มีอัตราการไหล 12 ลูกบาศก์เมตร/ชั่วโมง ที่เฮดน้ำ 23 เมตรและความเร็วรอบในการหมุนของใบพัด 2,850 รอบต่อนาที ซึ่งมีต้นกำลังเป็นมอเตอร์ไฟฟ้าขนาด 2 แรงม้า 50 Hz

ดังนั้นข้อกำหนดการออกแบบคือ

$$\begin{aligned} H &= 23 \text{ m} \\ Q &= 12 \text{ m}^3/\text{hr} \\ N &= 2,850 \text{ rpm} \end{aligned}$$

หลังจากกำหนดเงื่อนไขสำหรับการออกแบบแล้ว จึงทำการหาความเร็วจำเพาะเพื่อที่จะออกแบบลักษณะของใบพัด จากสมการความเร็วจำเพาะ

$$\begin{aligned} \text{ความเร็วจำเพาะ} &= \frac{NQ^{1/2}}{H^{3/4}} = \frac{\text{rpm} \times (\text{m}^3 / \text{min})^{1/2}}{(\text{m})^{3/4}} \\ &= \frac{2,850 \times (12/60)^{1/2}}{(23)^{3/4}} \\ &= 121 \end{aligned}$$

จากภาพที่ 2-4 พบว่าค่าความเร็วจำเพาะอยู่ในช่วงใบพัดไหลตามแนวรัศมี หลังจากนั้น
หาค่า K_u จากภาพที่ 2-7 โดยกำหนดให้มุม $\beta_2 = 22.5$ องศา

$$\begin{aligned} N_s \times 100 &= 121 \\ N_s &= 1.21 \end{aligned}$$

ใช้ค่า $N_s=1.21$ จะได้ $K_u = 0.95$ ดังนั้น

$$\begin{aligned} U_2 &= K_u \sqrt{2gH} \\ &= 0.95 \times \sqrt{(2 \times 9.81 \times 23)} \\ &= 20.18 \text{ m/s} \end{aligned}$$

ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของใบพัด (D_2)

$$\begin{aligned} U_2 &= \frac{\pi D_2 N}{60} \\ D_2 &= \frac{60 U_2}{\pi N} \\ &= \frac{60 \times 20.18}{\pi \times 2,850} \\ &= 0.135 \text{ m} \\ &= 135 \text{ mm.} \end{aligned}$$

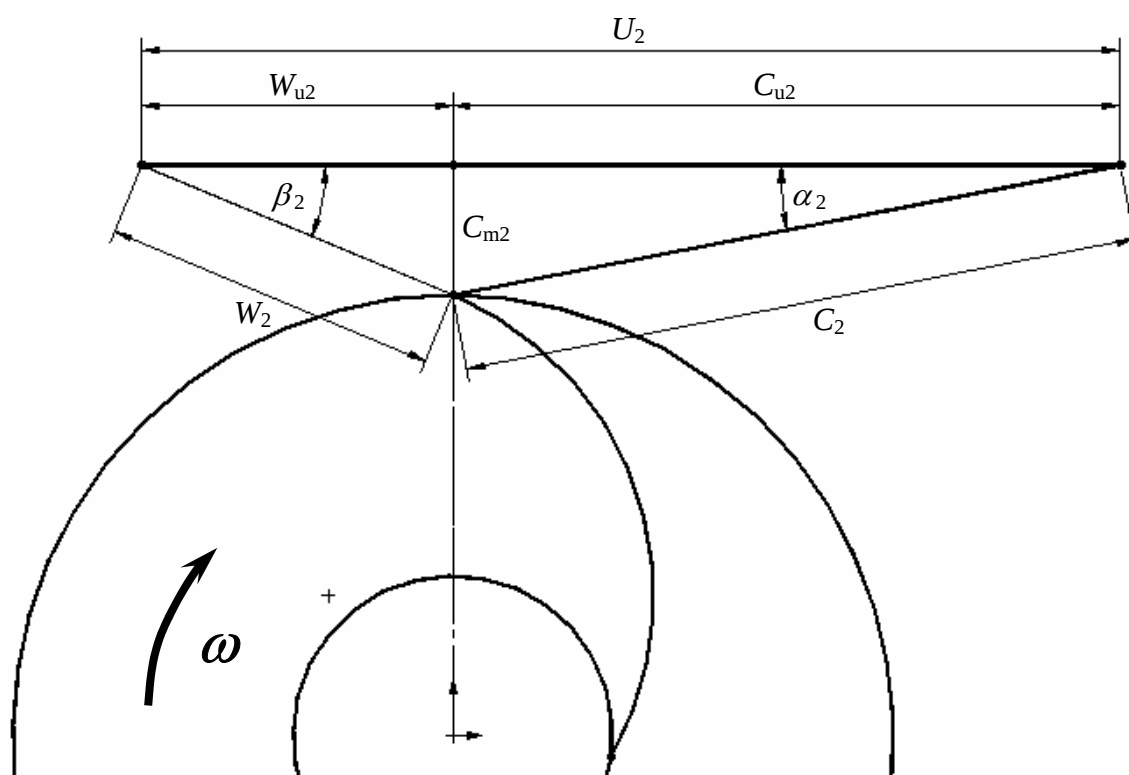
ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางช่องทางเข้าใบพัด (D_1) จากภาพที่ 2-7 ที่ $N_s=1.21$ จะได้ค่า
 D_1 / D_{2o} โดย $D_{2o} = D_2$

$$\begin{aligned} \frac{D_1}{D_{2o}} &= 0.35 \\ D_1 &= 0.35 \times D_{2o} \\ &= 0.35 \times 135 \\ &= 47.25 \text{ mm.} \approx 48 \text{ mm.} \end{aligned}$$

ความเร็วเฉลี่ยในแนวเมริเดียนที่ทางออกของใบพัด (C_{m2}) จากภาพที่ 2-7 ที่ $N_s=1.21$
จะได้ค่า $K_{m2} = 0.93$

$$\begin{aligned}
 C_{m2} &= K_{m2} \sqrt{2gH} \\
 &= 0.93 \times \sqrt{(2 \times 9.81 \times 23)} \\
 &= 1.98 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

เมื่อเขียนแผนภาพสามเหลี่ยมความเร็วที่ทางด้านทางออกของใบพัด จะได้องค์ประกอบ
 เวกเตอร์ความเร็วต่างๆ ดังแสดงในภาพที่ 3-1



ภาพที่ 3-1 องค์ประกอบเวกเตอร์ความเร็วที่ทางด้านทางออกของใบพัด

ที่มุม $\beta_2 = 22.5$ องศา

$$\begin{aligned}
 C_{u2} &= U_2 - W_{u2} \\
 &= U_2 - \frac{C_{m2}}{\tan \beta_2}
 \end{aligned}$$

$$C_{u2} = 20.18 - \frac{1.976}{\tan 22.5^\circ}$$

$$= 15.41 \text{ m/s}$$

จาก

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

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

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

$$= \frac{20.18 - 15.41}{\cos 22.5^\circ}$$

$$= 5.16 \text{ m/s}$$

จาก

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

$$\alpha_2 = \tan^{-1} \left(\frac{C_{m2}}{C_{u2}} \right)$$

$$= \tan^{-1} \left(\frac{1.98}{15.41} \right)$$

$$= 7.3^\circ$$

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

$$= 20.18 - 15.41$$

$$= 4.77 \text{ m/s}$$

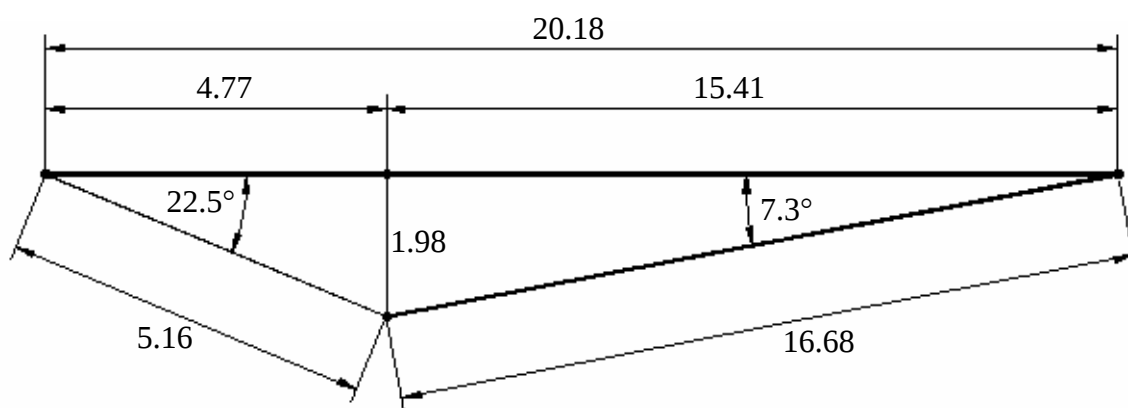
จาก

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

$$\begin{aligned}
 C_2 &= \frac{C_{u2}}{\cos \alpha_2} \\
 &= \frac{15.41}{\cos 7.3^\circ} \\
 &= 16.68 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

สรุปค่าต่างๆ สำหรับองค์ประกอบเวกเตอร์ความเร็วที่ทางด้านทางออกของใบพัด และเขียนสามเหลี่ยมความเร็วดังภาพที่ 3-2

$$\begin{aligned}
 \alpha_2 &= 7.3^\circ \\
 \beta_2 &= 22.5^\circ \\
 U_2 &= 20.18 \text{ m/s} \\
 C_2 &= 16.68 \text{ m/s} \\
 W_2 &= 5.16 \text{ m/s} \\
 C_{m2} &= 1.98 \text{ m/s} \\
 C_{u2} &= 15.41 \text{ m/s} \\
 W_{u2} &= 4.77 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$



ภาพที่ 3-2 สามเหลี่ยมความเร็วที่ทางด้านทางออกของใบพัด

ใบพัดของเครื่องสูบน้ำแบบหอยโข่งมีกรรมวิธีการผลิตจากการหล่อขึ้นรูป ดังนั้นความหนาของส่วนต่างๆ ของใบพัดจึงต้องมีความหนาน้อยกว่า 4 มิลลิเมตร ดังนั้นจึงเลือกความหนาของกลีบใบพัด (S_2) ให้มีค่าเท่ากับ 4 มิลลิเมตร

จากข้อแนะนำเกี่ยวกับจำนวนกลีบใบพัดของ Stepanoff ได้แนะนำไว้ว่า

$$\begin{aligned}\text{จำนวนกลีบใบพัด (Z)} &= \frac{\beta_2}{3} \\ &= \frac{22.5}{3} \\ &= 7.5\end{aligned}$$

$$\text{ออกแบบจำนวนกลีบใบ} = 7 \quad \text{ใบ}$$

ในการกำหนดขนาดความกว้างของช่องทางออกที่ปลายใบพัด จะมีผลของความหนาของกลีบใบพัดมาเกี่ยวข้องด้วย จึงมีการคำนวณหาผลกระทบของความหนาของกลีบใบพัด คือ

$$\text{ผลกระทบของความหนาของกลีบใบพัด} = \frac{t_2}{t_2 - S_{u2}}$$

$$\begin{aligned}\text{โดย} \quad S_{u2} &= S_2 \operatorname{cosec} \beta_2 \\ &= 4 \operatorname{cosec} 22.5^\circ \\ &= 10.45\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{และ} \quad t_2 &= \frac{\pi D_2}{Z} \\ &= \frac{\pi \times 135}{7} \\ &= 60.59 \text{ mm.}\end{aligned}$$

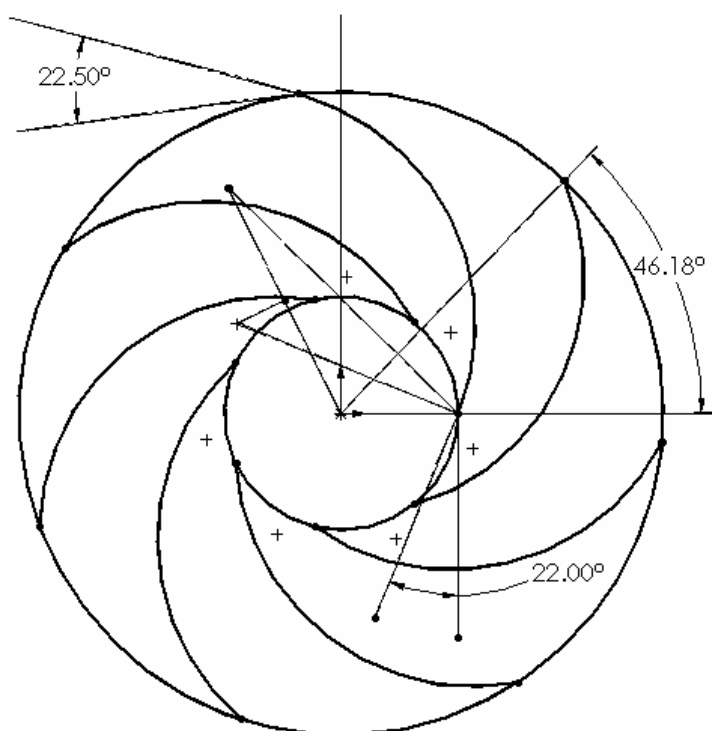
$$\text{ดังนั้น} \quad \text{ผลกระทบของความหนาของกลีบใบพัด} = \frac{60.59}{60.59 - 10.45}$$

$$= 1.208$$

$$\begin{aligned} \text{ความกว้างของช่องทางของออกใบพัด (} b_2 \text{)} &= \left(\frac{Q/3,600}{\pi D_2 C_{m2}} \right) \times \left(\frac{t_2}{t_2 - S_{u2}} \right) \\ &= \left(\frac{12/3,600}{\pi \times 0.135 \times 1.98} \right) \times 1.208 \\ &= 4.81 \times 10^{-3} \text{ m} \end{aligned}$$

$$\text{ออกแบบความกว้างของช่องทางออกใบพัด (} b_2 \text{)} \approx 5 \text{ mm.}$$

ทำการเขียนเส้นโค้งแบบเส้นโค้งรัศมีเดียว ตามวิธีของ Addison โดยกำหนดมุมทางออกใบพัด $\beta_2 = 22.5^\circ$ และมุมทางเข้าใบพัดมีค่าเท่ากับ $\beta_1 = 22.0^\circ$ จะได้เส้นโค้งดังภาพที่ 3-3 ทำให้ได้มุมซ้อนทับของกลีบใบพัดประมาณ 46.18° (ซึ่งค่ามุมซ้อนทับของกลีบใบพัดที่ Turton แนะนำให้ออกแบบอยู่ที่ประมาณ 45°)



ภาพที่ 3-3 เส้นโค้งใบพัดแบบเส้นโค้งรัศมีเดียว

ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของเพลลา (D_{shaft}) และเส้นผ่านศูนย์กลางดุมใบพัด (D_h)
 เนื่องจากใช้มอเตอร์ขนาด 2 แรงม้าเป็นต้นกำลังขับเคลื่อนเพลลา สามารถคำนวณหาแรงบิดที่กระทำ
 (T) ได้ดังนี้

$$\begin{aligned} \text{จาก} \quad T &= \frac{\text{Power}}{\omega} \\ &= \frac{2 \times 746 \times 60}{2\pi \times 2,850} \\ &= 5 \quad \text{N}\cdot\text{m} \end{aligned}$$

$$\text{จากค่าความเค้นเฉือน} \quad \tau = \frac{2T}{\pi r_{shaft}^3}$$

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

$$r_{shaft} = \sqrt[3]{\frac{2T}{\pi \tau}}$$

จากตารางคุณสมบัติของ Stainless Steel sus304 มีค่า Yield Strength $\sigma_y = 207 \text{ MPa}$
 ในการออกแบบเพลลาให้ปลอดภัยต่อการใช้งานสำหรับเครื่องสูบน้ำ กำหนดให้ค่าความเค้นเฉือน
 (τ) ที่ออกแบบมีค่าเท่ากับ 0.3 เท่าของ σ_y

$$\begin{aligned} \text{จะได้ค่า} \quad \tau &= 0.3 \times 207 \\ &= 62.1 \quad \text{MPa} \end{aligned}$$

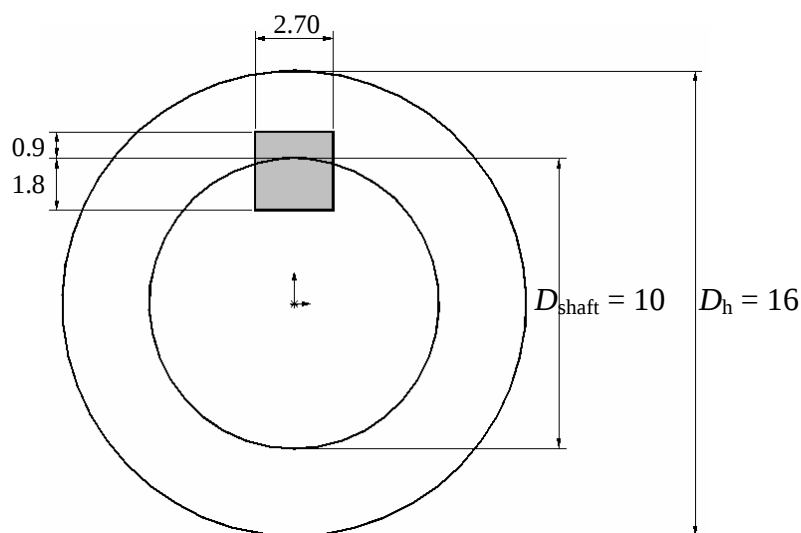
$$\text{ดังนั้น} \quad r_{shaft} = \sqrt[3]{\frac{2 \times 5}{\pi \times 62.1 \times 10^6}}$$

$$r_{shaft} = 3.71 \quad \text{mm.}$$

$$D_{shaft} = 7.42 \quad \text{mm.}$$

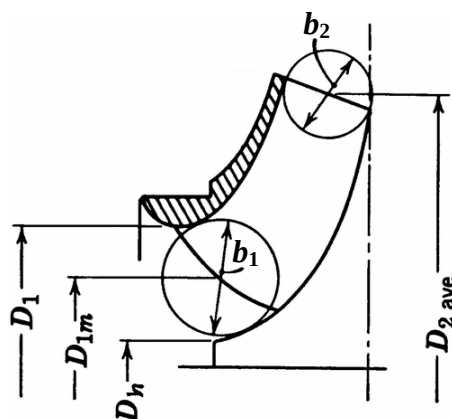
$$D_{shaft} \approx 10 \quad \text{mm.}$$

เลือกออกแบบให้เพลามีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 10 มิลลิเมตรและดุมใบพัดมีเส้นผ่านศูนย์กลาง (D_h) เท่ากับ 16 มิลลิเมตร ซึ่งแข็งแรงเพียงพอสำหรับใช้งาน โดยทำการยึดเพลาทัดกับดุมใบพัดด้วยลิ้ม ซึ่งจากการคำนวณขนาดลิ้มและร่องลิ้มตามตารางโลหะวัสดุ จะได้ขนาดร่องลิ้มดังภาพที่ 3-4



ภาพที่ 3-4 ขนาดลิ้มและร่องลิ้ม

ขนาดความกว้างช่องทางเข้าใบพัด (b_1) คำนวณหาได้จากขนาดขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางช่องทางเข้าใบพัด (D_1) 48 มิลลิเมตรและขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางดุมใบพัด (D_h) 16 มิลลิเมตร ทำการคำนวณหาค่า D_{1m} ดังแสดงในภาพที่ 3-5



ภาพที่ 3-5 ช่องทางเข้าใบพัด [11]

$$\text{จาก} \quad D_{1m} = \sqrt{\frac{D_1^2 + D_h^2}{2}}$$

$$D_{1m} = \sqrt{\frac{48^2 + 16^2}{2}}$$

$$= 36 \quad \text{mm.}$$

$$\text{จาก} \quad b_1 = \frac{A_1}{\pi D_{1m}}$$

$$\text{โดย} \quad A_1 = 0.9 \times \frac{\pi}{4} \times D_1^2$$

$$= 0.9 \times \frac{\pi}{4} \times (0.048)^2$$

$$\text{ดังนั้น} \quad b_1 = \frac{0.9 \times \frac{\pi}{4} \times (0.048)^2}{\pi \times 0.036}$$

$$= 0.0144 \quad \text{m}$$

$$= 14.4 \quad \text{mm.}$$

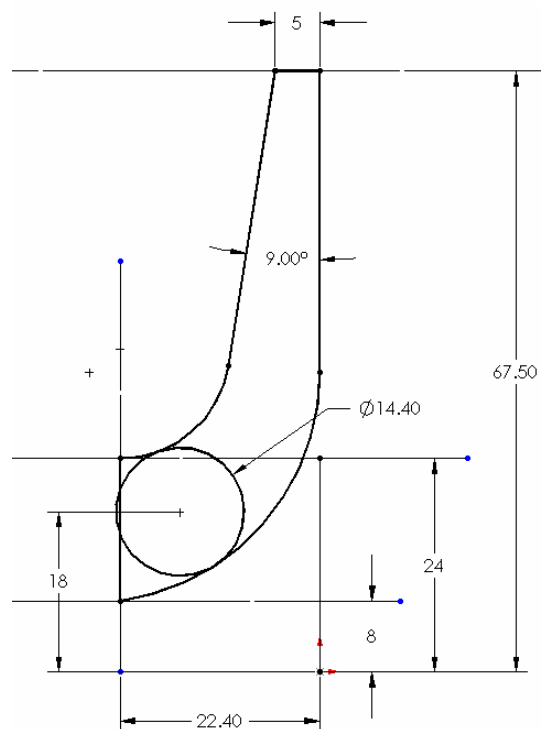
$$\text{เลือกความกว้างช่องทางเข้าใบพัด } b_1 = 14.5 \quad \text{mm.}$$

จากการกำหนดขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางช่องทางเข้าใบพัด $D_1=48$ mm. และมุมทางเข้าใบพัด $\beta_1 = 22.0^\circ$ สามารถคำนวณค่าต่างๆที่ช่องทางเข้าใบพัด ดังนี้

$$U_1 = \frac{\pi D_1 N}{60}$$

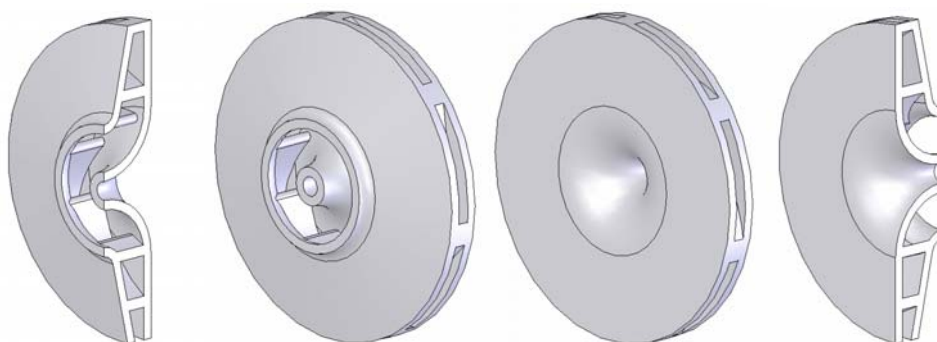
$$= \frac{\pi \times 0.048 \times 2,850}{60}$$

$$= 7.16 \quad \text{m/s}$$



ภาพที่ 3-7 รูปร่างช่องทางไหลของใบพัดในแนวเมอริเดียน

เมื่อกำหนดขนาดส่วนต่างๆ ของใบพัดเสร็จแล้ว ก็นำมาเขียนเป็นรูปทรงใบพัดสามมิติ ดังแสดงในภาพที่ 3-8 ซึ่งพร้อมสำหรับนำไปสร้างแบบจำลองเพื่อคำนวณพลศาสตร์ของไหล



ภาพที่ 3-8 รูปทรงใบพัดที่ได้ออกแบบ

3.2 การคำนวณและออกแบบเรือสูบแบบหอยโข่ง

หลังจากดำเนินการออกแบบใบพัดได้ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของใบพัด $D_2 = 135$ มิลลิเมตรและ ขนาดความกว้างช่องทางออกใบพัด $b_2 = 5$ มิลลิเมตร จึงดำเนินการออกแบบเรือสูบแบบหอยโข่งตามหลักการความเร็วเฉลี่ยของทุกหน้าตัดมีค่าคงที่ (Constant Mean Velocity)

เริ่มต้นจากการหาค่าระยะช่องว่างน้อยที่สุด จากภาพที่ 2-14 ใช้ค่า $N_s = 121$ จะได้

$$\begin{aligned} \text{gap} &= \frac{D_3 - D_2}{D_2} \\ &= 0.08 \end{aligned}$$

ขนาดวงกลมฐานของโวลูต

$$\begin{aligned} D_3 &= D_2 + D_2 \left(\frac{D_3 - D_2}{D_2} \right) \\ &= 135 + (135 \times 0.08) \\ &= 145.8 \text{ mm.} \end{aligned}$$

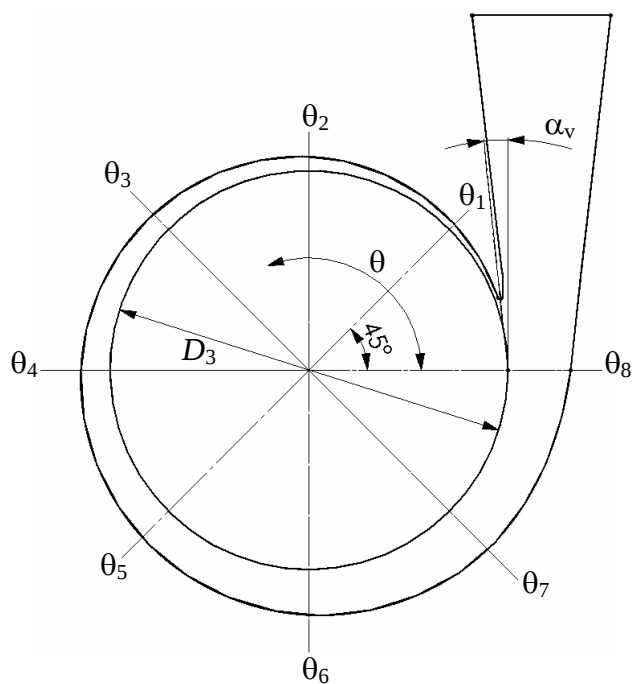
$$\text{เลือก } D_3 = 146 \text{ mm.}$$

ความเร็วเฉลี่ยในโวลูต (C_m) จากภาพที่ 2-14 ใช้ค่า $N_s = 121$ จะได้ $K_3 = 0.46$ ดังนั้น

$$\begin{aligned} C_m &= K_3 \sqrt{2gH} \\ C_m &= 0.46 \times (\sqrt{2 \times 9.81 \times 23}) \\ &= 9.77 \text{ m/s} \end{aligned}$$

มุมของโวลูต (α_v) จากภาพที่ 2-14 ใช้ค่า $N_s = 121$ จะได้ $\alpha_v = 7^\circ$

พื้นที่หน้าตัดโวลูตที่ตำแหน่งต่างๆ (A_θ) ดังภาพที่ 3-9



ภาพที่ 3-9 ตำแหน่งหน้าตัดโวลูต

$$A_\theta = \frac{Q \times \theta}{360 \times C_m}$$

$\theta_1 = 45^\circ$	,	A_{θ_1}	=	4.265×10^{-5}	m^2
$\theta_2 = 90^\circ$	,	A_{θ_2}	=	8.529×10^{-5}	m^2
$\theta_3 = 135^\circ$	,	A_{θ_3}	=	1.279×10^{-4}	m^2
$\theta_4 = 180^\circ$	,	A_{θ_4}	=	1.706×10^{-4}	m^2
$\theta_5 = 225^\circ$	,	A_{θ_5}	=	2.132×10^{-4}	m^2
$\theta_6 = 270^\circ$	,	A_{θ_6}	=	2.559×10^{-4}	m^2
$\theta_7 = 315^\circ$	,	A_{θ_7}	=	2.985×10^{-4}	m^2
$\theta_8 = 360^\circ$	,	A_{θ_8}	=	3.412×10^{-4}	m^2

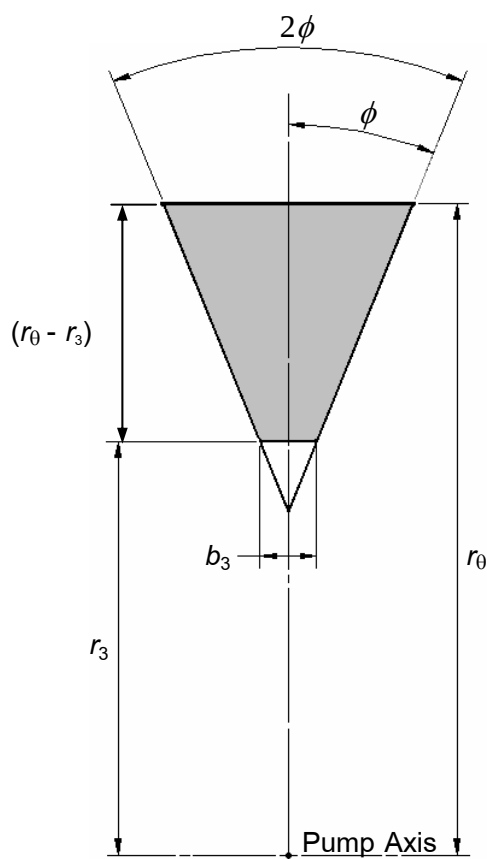
ขนาดความกว้างของทางเข้าโวลูต (b_3)

$$b_3 = 2.0 \times b_2$$

$$= 2.0 \times 5$$

$$\text{เลือก } b_3 = 10 \text{ mm.}$$

เลือกออกแบบหน้าตัดของโวลูตให้มีรูปร่างเป็นสี่เหลี่ยมคางหมู โดยกำหนดมุมขยายออกของหน้าตัดสี่เหลี่ยมคางหมู (ϕ) ในการออกแบบนี้เลือก $\phi = 22$ องศา ดังแสดงในภาพที่ 3-10



ภาพที่ 3-10 พื้นที่หน้าตัดของโวลูต

รัศมีของโวลูตที่ตำแหน่งต่างๆ (r_θ) สามารถคำนวณได้โดยอาศัยความเกี่ยวเนื่องจากพื้นที่หน้าตัดของโวลูตที่ได้กำหนดไว้ก่อนหน้านี้ ซึ่งจะได้รัศมีของโวลูตดังนี้

$$\text{จาก} \quad A_\theta = b_3 \times (r_\theta - r_3) + (\tan \phi) \times (r_\theta - r_3)^2$$

$$\text{ดังนั้น} \quad r_\theta = \left(\frac{-b_3 + \sqrt{(b_3)^2 + (4A_\theta \times \tan \phi)}}{2A_\theta} \right) + r_3$$

$$\theta_1 = 45^\circ, \quad r_{\theta_1} = 76.71 \text{ mm.}$$

$$\theta_2 = 90^\circ, \quad r_{\theta_2} = 79.71 \text{ mm.}$$

$$\theta_3 = 135^\circ, \quad r_{\theta_3} = 82.30 \text{ mm.}$$

$$\theta_4 = 180^\circ, \quad r_{\theta_4} = 84.61 \text{ mm.}$$

$$\theta_5 = 225^\circ, \quad r_{\theta_5} = 86.72 \text{ mm.}$$

$$\theta_6 = 270^\circ, \quad r_{\theta_6} = 88.67 \text{ mm.}$$

$$\theta_7 = 315^\circ, \quad r_{\theta_7} = 90.49 \text{ mm.}$$

$$\theta_8 = 360^\circ, \quad r_{\theta_8} = 92.21 \text{ mm.}$$

เมื่อกำหนดขนาดส่วนต่างๆ ของโวลูตเสร็จแล้ว ก็นำมาเขียนเป็นรูปทรงสามมิติ ดังแสดงในภาพที่ 3-11 ซึ่งพร้อมสำหรับนำไปสร้างแบบจำลองเพื่อคำนวณพลศาสตร์ของไหล



ภาพที่ 3-11 เรือนสูบแบบหอยโข่งที่ได้ออกแบบ

บทที่ 4

วิธีเตรียมการก่อนการคำนวณพลศาสตร์ของไหล

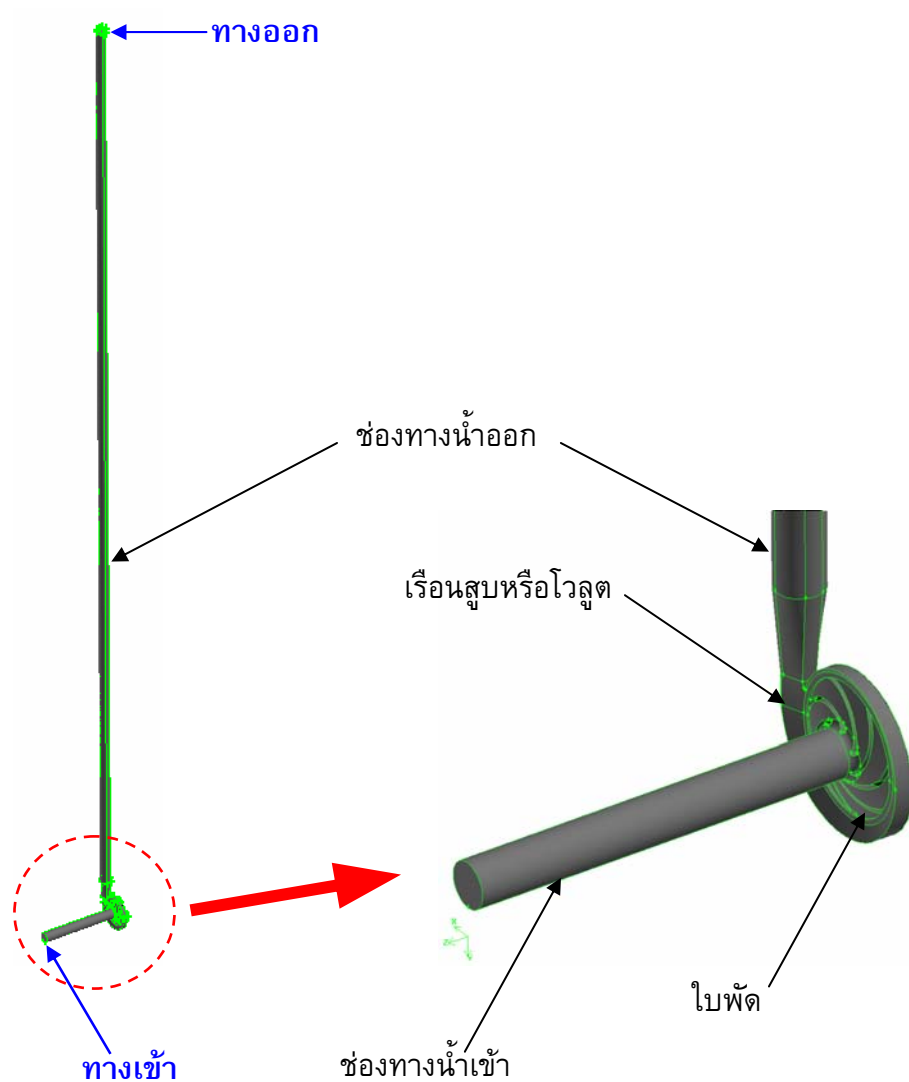
ในการคำนวณพลศาสตร์ของไหลโดยทั่วไปจะแบ่งขั้นตอนการดำเนินการเป็น 3 ขั้นตอน คือ ขั้นตอนก่อนการคำนวณพลศาสตร์ของไหล เป็นการเตรียมแบบจำลองที่จะนำไปคำนวณ โดยเป็นการนำรูปทรงสามมิติของเครื่องสูบน้ำมาแบ่งเป็นเซลล์เล็กๆ เรียกว่า เมช โดยจะสนใจเฉพาะส่วนของปริมาตรของไหลในระบบการสูบน้ำ หลังจากเมชเสร็จแล้ว จึงกำหนดเงื่อนไขขอบของปัญหา หลังจากนั้นก็พร้อมสำหรับนำแบบจำลองไปคำนวณในขั้นตอนการคำนวณพลศาสตร์ของไหล ด้วยโปรแกรม Fluent เพื่อจำลองการไหลภายในเครื่องสูบน้ำ เลือกใช้แบบจำลองความปั่นป่วน $k-\epsilon$ และแบบจำลองความปั่นป่วน $k-\omega$ คำนวณตามทฤษฎี MRF มีการกำหนดเงื่อนไขการลู่เข้าสู่คำตอบ คือ เมื่ออัตราการไหลที่ตำแหน่งทางเข้าไบพัตและที่ทางออกโวลูตมีค่าคงที่และค่าเท่ากัน และกำหนด Residual ของการคำนวณค่าต่างๆ น้อยกว่า 1×10^{-5} หลังจากที่ได้คำนวณด้วยโปรแกรม Fluent เสร็จแล้ว จะเป็นขั้นตอนแสดงผลซึ่งนำผลลัพธ์ที่ได้จากการคำนวณมาแสดงผล เช่น การกระจายความดัน สนามความเร็วภายในเครื่องสูบน้ำ หรือผลอื่นๆที่เราสนใจ

สำหรับเนื้อหาในบทนี้เป็นวิธีเตรียมการก่อนเริ่มการคำนวณพลศาสตร์ของไหลในเครื่องสูบน้ำแบบหอยโข่ง หลังจากที่ได้ออกแบบรูปทรงเบื้องต้นของเครื่องสูบน้ำและเขียนแบบในสามมิติแล้ว จะต้องนำรูปทรงสามมิติของปริมาตรของไหลภายในชิ้นส่วนต่างๆของระบบสูบน้ำ ได้แก่ ช่องทางน้ำเข้า ไบพัต ตัวเรือนสูบแบบหอยโข่งหรือโวลูต และช่องทางน้ำออก นำมาสร้างเมชและกำหนดเงื่อนไขขอบเสียก่อน จึงจะนำไปคำนวณด้วยโปรแกรม Fluent เพื่อจำลองการไหลภายในเครื่องสูบน้ำ โดยแบ่งเนื้อหาในบทนี้ออกเป็น 2 ส่วน ในส่วนแรกเป็นรายละเอียดในการสร้างเมชในปริมาตรของไหลภายในชิ้นส่วนต่างๆของระบบสูบน้ำ ส่วนที่สองเป็นการกำหนดเงื่อนไขขอบของปัญหา ซึ่งมีรายละเอียดวิธีการดังที่จะกล่าวต่อไป

4.1 การสร้างเมช

การจำลองการไหลในระบบเครื่องสูบน้ำขนาดเล็กแบบหอยโข่งจะแยกปริมาตรของไหลในระบบสูบน้ำออกเป็นชิ้นส่วนย่อยๆ เพื่อให้สะดวกในสร้างเมช ดังภาพที่ 4-1 โดยแบ่งเป็นช่องทางน้ำเข้า ไบพัต โวลูตและช่องทางน้ำออก แต่ละชิ้นส่วนกำหนดความละเอียดของเมชแตกต่างกัน ในส่วนของไบพัตและโวลูตเป็นบริเวณที่มีการเปลี่ยนแปลงความดันและความเร็วในการไหลค่อนข้างมากจึงต้องการเมชที่มีความละเอียดของสูง เนื่องจากภายในบริเวณไบพัตเกิด

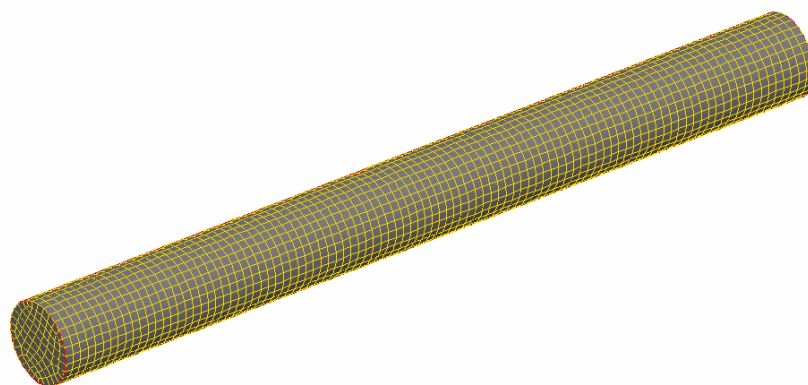
ปรากฏการณ์อิมพัลส์เพื่อเพิ่มพลังงานจลน์ระหว่างกลีบใบพัดกับน้ำ เมื่อน้ำไหลออกจากใบพัดเข้าสู่โวลูต ภายในโวลูตซึ่งมีการเพิ่มพื้นที่หน้าตัดของช่องทางไหลจะเกิดปรากฏการณ์ตีฟิวชัน ทำให้พลังงานจลน์ของน้ำเปลี่ยนรูปกลายเป็นความดันและมีบางส่วนสูญเสียไป ดังนั้นเพื่อให้ได้ผลการจำลองที่ถูกต้องแม่นยำ จึงต้องกำหนดให้เมชมีความละเอียดสูงในชั้นส่วนดังกล่าว สำหรับชั้นส่วนช่องทางน้ำเข้าและช่องทางน้ำออกนั้นมีการเปลี่ยนแปลงความดันและความเร็วไม่มาก จึงกำหนดให้เมชมีความละเอียดต่ำกว่า



ภาพที่ 4-1 ระบบสูบน้ำ

4.1.1 การสร้างเมชของช่องทางน้ำเข้า

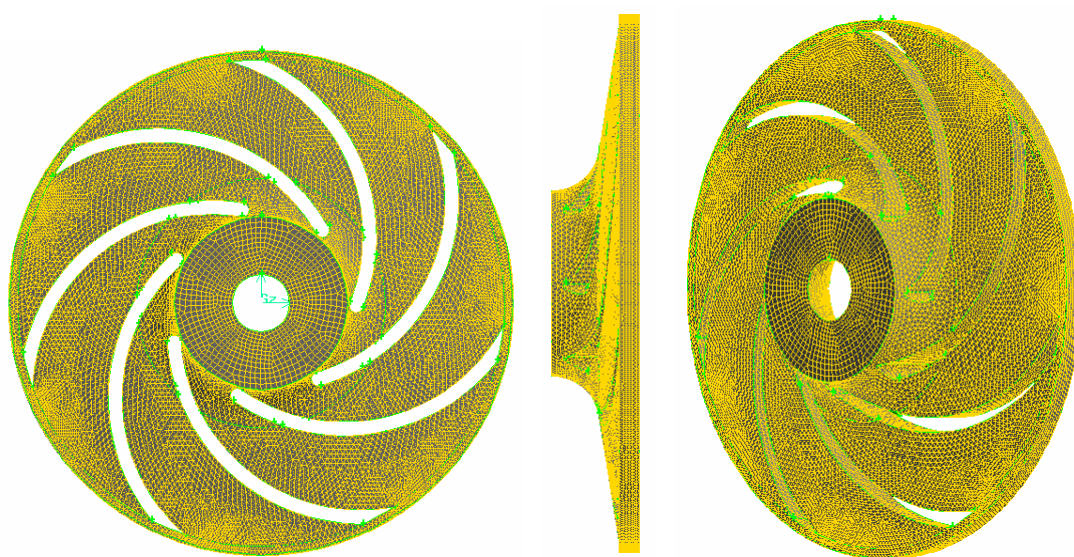
ปริมาตรของไหลของช่องทางน้ำเข้ามีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.048 เมตร ยาว 0.5 เมตร เป็นบริเวณที่มีการเปลี่ยนแปลงความดันและความเร็วไม่มากนัก จึงกำหนดให้เมชมีความละเอียดต่ำ โดยใช้เมชรูปแบบ Tetrahedral จำนวนเมชเท่ากับ 46,700 เซลล์ ดังภาพที่ 4-2



ภาพที่ 4-2 ลักษณะเมชของช่องทางน้ำเข้า

4.1.2 การสร้างเมชของใบพัด

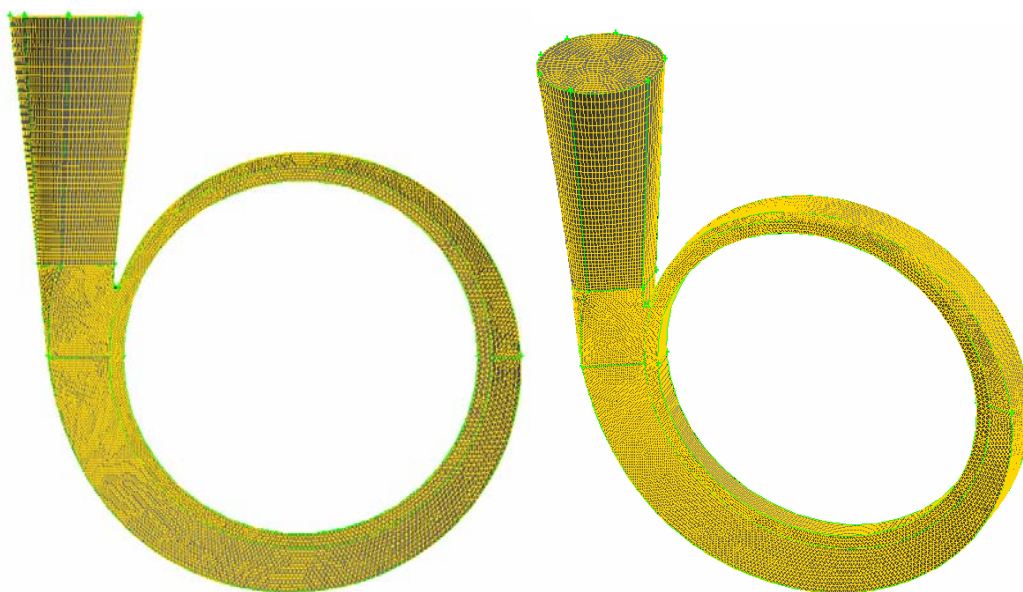
ส่วนของใบพัดเป็นบริเวณที่มีการเปลี่ยนแปลงความดันและความเร็วอย่างรวดเร็ว เพื่อให้ผลการจำลองมีความถูกต้องแม่นยำจึงกำหนดให้เมชมีความละเอียดสูง เนื่องจากรูปร่างใบพัดมีรูปร่างซับซ้อนจึงเลือกใช้เมชรูปแบบ Tetrahedral จำนวนเมชเท่ากับ 221,546 เซลล์ ดังภาพที่ 4-3



ภาพที่ 4-3 ลักษณะเมชของใบพัด

4.1.3 การสร้างเมชของโวลูต

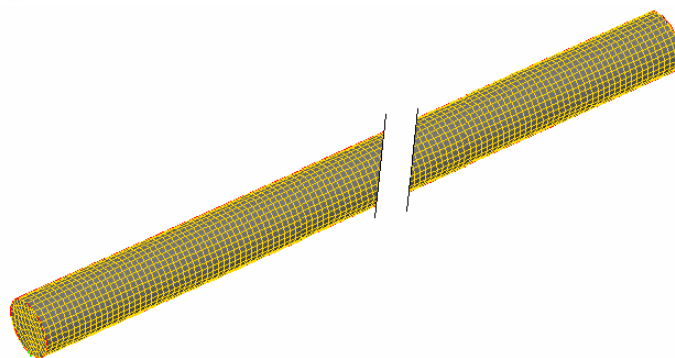
ส่วนของโวลูตเป็นบริเวณที่มีการเปลี่ยนแปลงความดันและความเร็วอย่างรวดเร็ว เพื่อให้ผลการจำลองมีความถูกต้องแม่นยำจึงกำหนดให้เมชมีความละเอียดสูง เนื่องจากรูปร่างโวลูตมีรูปร่างเป็นส่วนโค้งจึงเลือกใช้เมชรูปแบบ Tetrahedral จำนวนเมชเท่ากับ 244,071 เซลล์ ดังภาพที่ 4-4



ภาพที่ 4-4 ลักษณะเมชของโวลูต

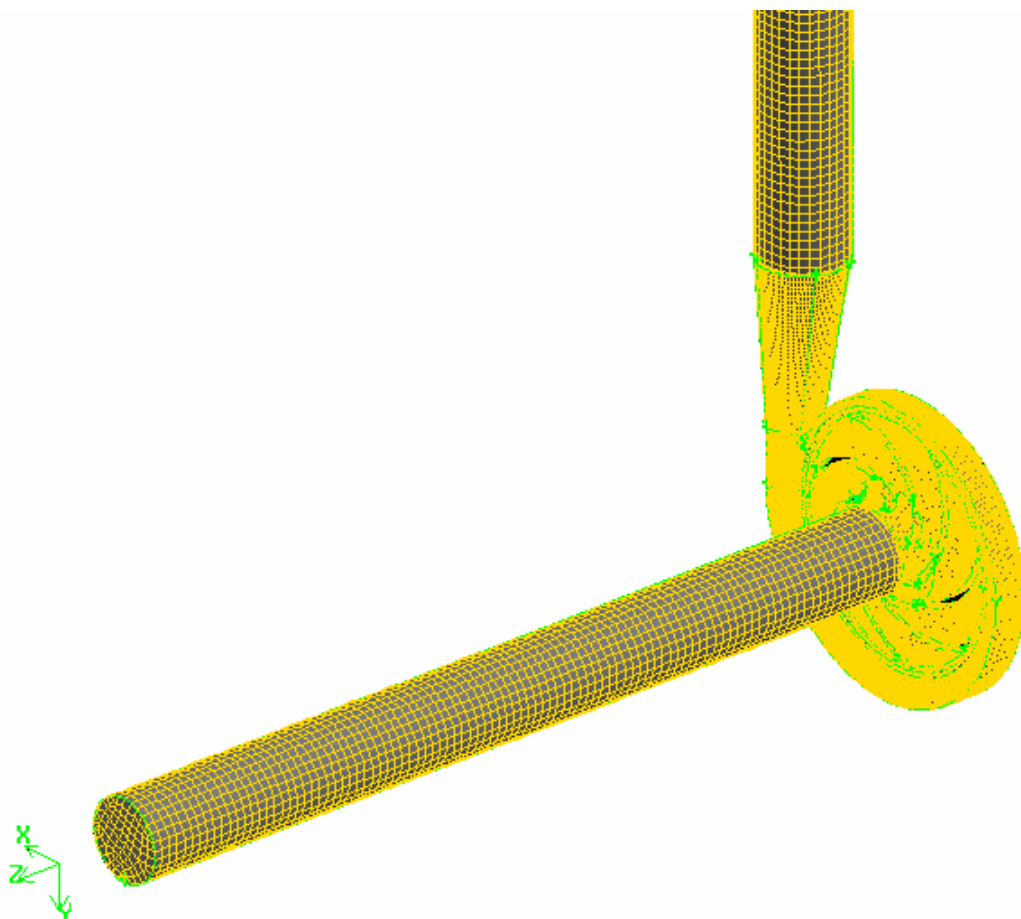
4.1.4 การสร้างเมชของช่องทางน้ำออก

ปริมาตรของไหลของช่องทางน้ำออกมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.050 เมตร ยาว 5 เมตร เป็นบริเวณที่มีการเปลี่ยนแปลงความดันและความเร็วไม่มากนัก จึงกำหนดให้เมชมีความละเอียดต่ำ โดยใช้เมชรูปแบบ Tetrahedral มีจำนวนเมชเท่ากับ 138,840 เซลล์ ดังภาพที่ 4-5



ภาพที่ 4-5 ลักษณะเมชของช่องทางน้ำออก

เมื่อประกอบชิ้นส่วนย่อยทั้งหมดเข้าด้วยกันก็จะได้ระบบสูบน้ำดังแสดงในภาพที่ 4-6



ภาพที่ 4-6 ลักษณะเมชของระบบสูบน้ำ

4.2 การกำหนดเงื่อนไขขอบของปัญหา

ในระบบสูบน้ำดังภาพที่ 4-1 จะสมมุติให้น้ำเป็นของไหลอัดตัวไม่ได้ โดยน้ำไหลเข้าที่ปลายท่อช่องทางน้ำเข้าของเครื่องสูบน้ำ ผ่านช่องทางไหลเข้าสู่ใบพัด น้ำจะถูกใบพัดหมุนเหวี่ยงและถ่ายเทพลังงานจลน์ให้ หลังจากนั้นน้ำไหลออกจากใบพัดเข้าสู่เรือนสูบแบบหอยโข่งหรือโวลูต ภายในโวลูตเกิดปรากฏการณ์ตีฟิวชันทำให้พลังงานจลน์ของน้ำจะเปลี่ยนรูปกลายเป็นความดันและมีพลังงานจลน์บางส่วนสูญเสียไป การที่พลังงานจลน์เปลี่ยนเป็นความดันหรือสูญเสียไปจะขึ้นอยู่กับรูปทรงของเครื่องสูบน้ำ ซึ่งทราบได้จากผลการจำลองการไหลโดยวิเคราะห์จากการกระจายความดันและสนามความเร็วภายในเครื่องสูบน้ำ ในการจำลองนี้เลือกใช้ระบบพิกัดฉากแบบ 3 มิติ (X,Y,Z) และแกนอ้างอิงยึดติดอยู่กับที่ ซึ่งแนวแกนเพลลาของเครื่องสูบน้ำอยู่ในแนวแกน Z แนวแกนของท่อทางออกอยู่ในแนวแกน Y และระนาบกึ่งกลางของโวลูตจะผ่านจุดอ้างอิง (0,0,0)

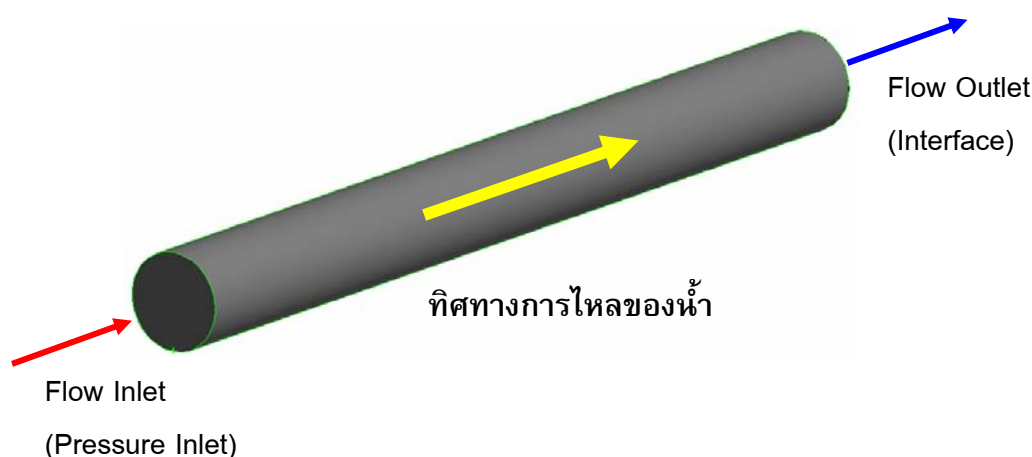
เงื่อนไขขอบสำหรับแบบจำลองการไหลที่ใช้ในการคำนวณพลศาสตร์ของไหลด้วยโปรแกรม Fluent มีการกำหนดดังนี้

4.2.1 ปลายท่อช่องทางน้ำเข้าทางด้านน้ำไหลเข้ากำหนดให้มีความดันสถิตคงที่เท่ากับ ความดันบรรยากาศ สำหรับปลายท่อช่องทางน้ำเข้าอีกด้านที่เชื่อมต่อกับส่วนของใบพัด กำหนดให้เป็น Interface โดยมีรายละเอียดดังภาพที่ 4-7

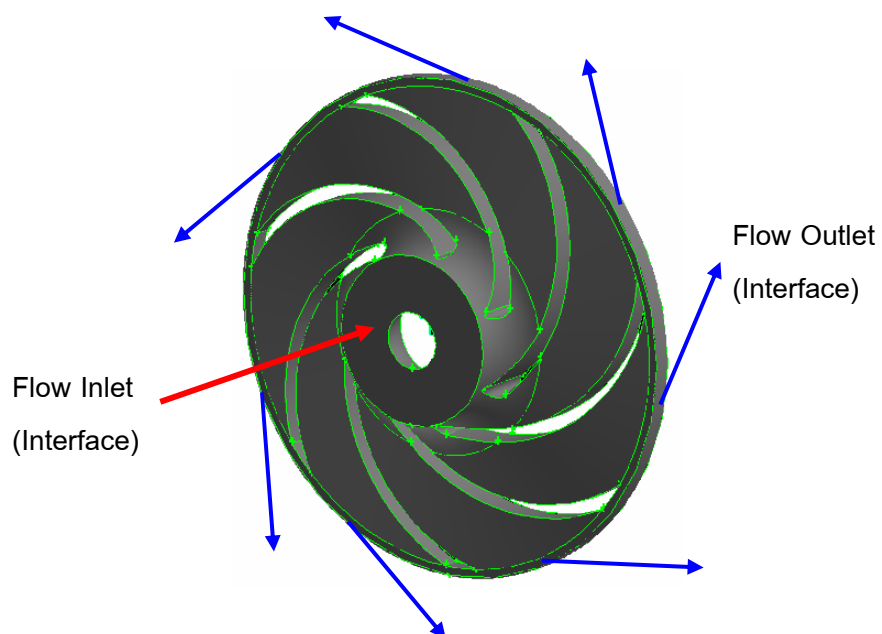
4.2.2 ส่วนทางเข้าใบพัดที่เชื่อมต่อกับท่อช่องทางน้ำเข้ากำหนดให้เป็น Interface สำหรับปลายใบพัดที่เชื่อมต่อกับทางเข้าของโวลูตกำหนดให้เป็น Interface ผนังและพื้นผิวในส่วนใบพัด กำหนดให้ความเร็วมีค่าเป็นศูนย์และไม่มีการลื่นไถล ส่วนบริเวณใกล้ผนังกำหนดให้ใช้ฟังก์ชันผนังมาตรฐาน (Standard Wall Function) และค่าความขรุขระของผิว (Roughness) มีค่าคงที่เท่ากับ 0.5 โดยมีรายละเอียดดังภาพที่ 4-8

4.2.3 ส่วนทางเข้าโวลูตที่เชื่อมต่อกับใบพัดกำหนดให้เป็น Interface สำหรับส่วนทางออกโวลูตที่เชื่อมต่อกับท่อทางน้ำออกกำหนดให้เป็น Interface ผนังและพื้นผิวของโวลูต กำหนดให้ความเร็วมีค่าเป็นศูนย์และไม่มีการลื่นไถล ส่วนบริเวณใกล้ผนังกำหนดให้ใช้ฟังก์ชันผนังมาตรฐาน และค่าความขรุขระของผิวมีค่าคงที่เท่ากับ 0.5 โดยมีรายละเอียดดังภาพที่ 4-9

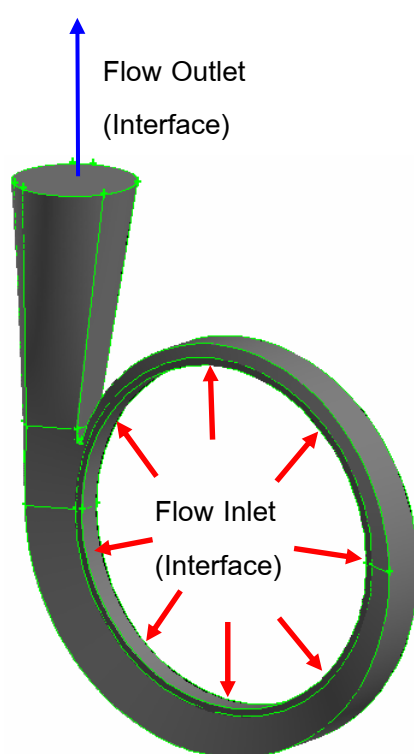
4.2.4 ปลายท่อช่องทางน้ำออกที่เชื่อมต่อกับส่วนทางออกโวลูตกำหนดให้เป็น Interface สำหรับปลายท่อช่องทางน้ำออกอีกด้านกำหนดให้มีความดันสถิตคงที่ โดยมีรายละเอียดดังภาพที่ 4-10



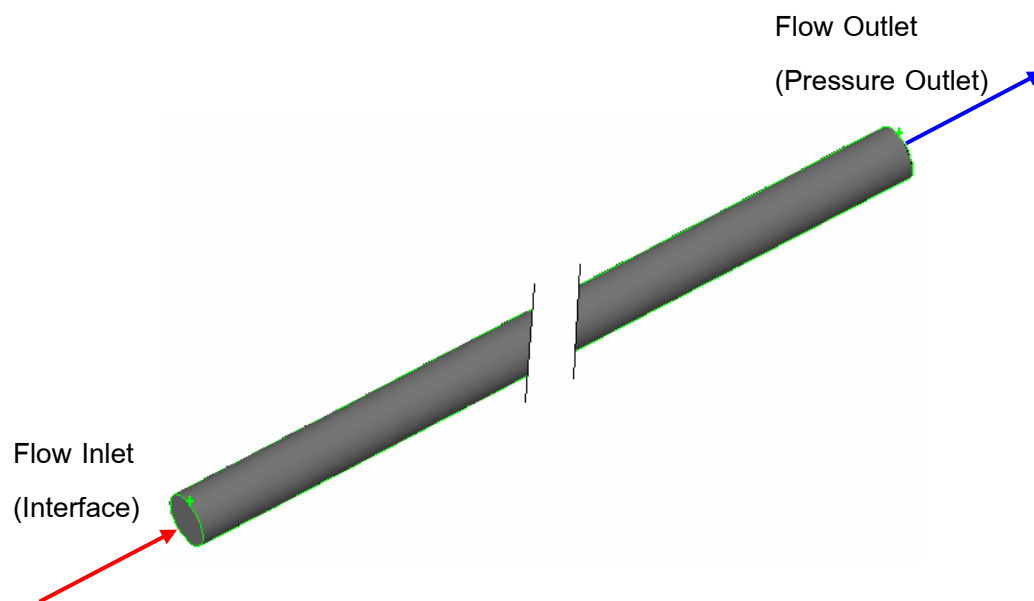
ภาพที่ 4-7 เงื่อนไขขอบของช่องทางน้ำเข้า



ภาพที่ 4-8 เส้นไขว้ของใบพัด



ภาพที่ 4-9 เส้นไขว้ของโวลูต



ภาพที่ 4-10 เงื่อนไขขอบของช่องทางน้ำออก

4.3 การกำหนดเงื่อนไขอื่นๆ

เมื่อนำชิ้นส่วนย่อยของเครื่องสูบน้ำมาประกอบรวมกันเป็นระบบเครื่องสูบน้ำ แล้วนำไปคำนวณพลศาสตร์ของไหลด้วยโปรแกรม Fluent โดยใช้แบบจำลองความปั่นป่วน $k-\epsilon$ และแบบจำลองความปั่นป่วน $k-\omega$ ร่วมกับการคำนวณตามทฤษฎี Multiple Reference Frame เพื่อจำลองการไหลภายในเครื่องสูบน้ำ นอกจากการกำหนดเงื่อนไขขอบแล้วยังมีการกำหนดเงื่อนไขอื่นๆ ในโปรแกรม Fluent อีกด้วย มีรายละเอียดดังนี้

4.3.1 การไหลของน้ำเป็นแบบอัดตัวไม่ได้

4.3.2 การไหลของน้ำเป็นการไหลในสภาวะคงตัว

4.3.3 น้ำมีคุณสมบัติคงที่ ความหนาแน่นมีค่าคงที่เท่ากับ 998.2 kg/m^3 และสัมประสิทธิ์

ความหนืดมีค่าเท่ากับ 0.001003 kg/m-s

4.3.4 ความดันบรรยากาศมีค่าเท่ากับ 101,325 ปาสคาล

4.3.5 ความเร็วรอบของใบพัดเท่ากับ 2,850 รอบต่อนาที

4.3.6 กำหนดให้ค่าความเข้มข้นของการไหลแบบปั่นป่วนมีค่าเท่ากับ 5 เปอร์เซนต์และใช้ค่ารัศมีไฮดรอลิก (Hydraulic Diameter)

บทที่ 5

ผลการคำนวณพลศาสตร์ของไหล

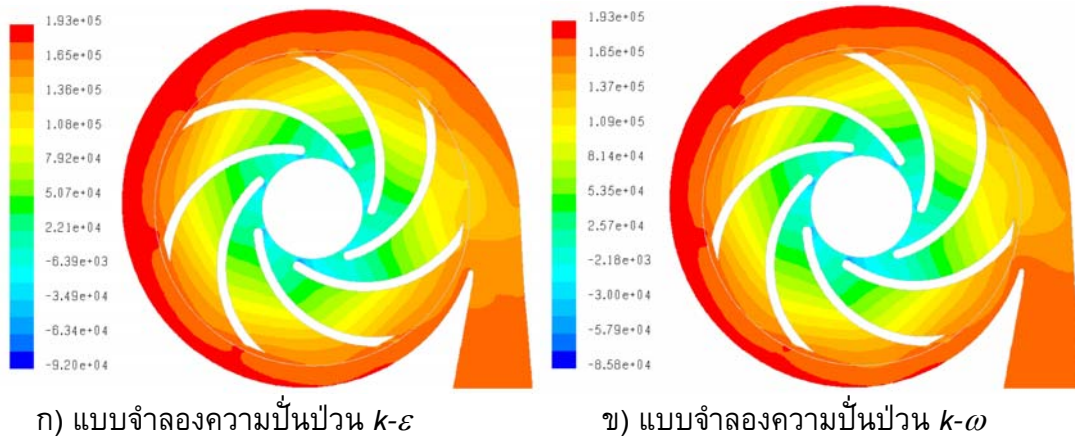
บทนี้จะนำเสนอผลการคำนวณพลศาสตร์ของไหลในเครื่องสูบน้ำแบบหอยโข่ง ที่คำนวณด้วยโปรแกรม Fluent โดยใช้แบบจำลองความปั่นป่วน $k-\varepsilon$ และแบบจำลองความปั่นป่วน $k-\omega$ ร่วมกับการคำนวณตามทฤษฎี MRF เพื่อทำนายการกระจายความดันและสนามความเร็วที่เกิดขึ้น ซึ่งผลการจำลองการไหลนี้จะใช้อธิบายปรากฏการณ์และบ่งบอกถึงเสถียรภาพของการไหลภายในเครื่องสูบน้ำ

เนื่องจากในงานวิจัยนี้ได้ตั้งสมมติฐานให้ใบพัดของเครื่องสูบน้ำหมุนด้วยความเร็วรอบ 2,850 รอบต่อนาที ซึ่งในทางปฏิบัติของการคำนวณพลศาสตร์ของไหลตามทฤษฎี MRF จะมีการกำหนดผนังและพื้นผิวใบพัดให้หยุดนิ่ง แต่จะกำหนดให้ปริมาตรของไหลในส่วนของใบพัดมีการเคลื่อนที่แทนซึ่งเป็นการเคลื่อนที่สัมพันธ์กัน โดยปริมาตรของไหลในส่วนของใบพัดจะหมุนด้วยความเร็วรอบเท่ากับความเร็วรอบของใบพัด (ความเร็วสัมพันธ์) และหมุนในทิศเดียวกันกับใบพัด วิธีการกำหนดการเคลื่อนที่ดังกล่าวเรียกว่า Frozen Rotor Method ซึ่งเป็นวิธีปกติที่ใช้ในการคำนวณพลศาสตร์ของไหลของเครื่องสูบน้ำและกังหันน้ำ

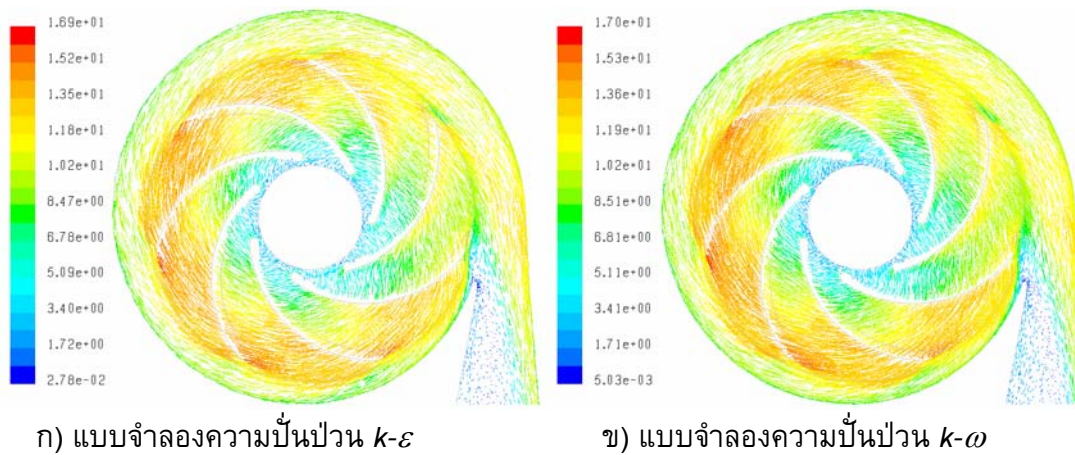
นอกจากนี้ ผลการคำนวณพลศาสตร์ของไหลที่ได้จากการใช้แบบจำลองความปั่นป่วน $k-\varepsilon$ และแบบจำลองความปั่นป่วน $k-\omega$ เมื่อนำผลการจำลองมาเปรียบเทียบกับพบว่าผลการกระจายความดันและสนามความเร็วที่ได้มีลักษณะคล้ายคลึงกัน ดังแสดงในภาพที่ 5-1 และ 5-2 มีค่าความดันและความเร็วใกล้เคียงกัน แต่ระยะเวลาในการคำนวณด้วยแบบจำลองทั้งสองมีความแตกต่างกัน โดยการเลือกใช้แบบจำลองความปั่นป่วน $k-\omega$ จะใช้ระยะเวลาในการคำนวณมากกว่าการใช้แบบจำลองความปั่นป่วน $k-\varepsilon$ ประมาณ 2 ถึง 4 เท่า ขึ้นอยู่กับสนามการไหลที่เกิดขึ้นภายในเครื่องสูบน้ำ ภายใต้เงื่อนไขของการเข้าสู่คำตอบแบบเดียวกัน คือ กำหนดให้ค่า Residual ของค่าต่างๆ น้อยกว่า 1×10^{-5} ดังแสดงในภาพที่ 5-3 จากผลการจำลองที่ใกล้เคียงกันซึ่งเพียงพอสำหรับการวิเคราะห์เสถียรภาพของการไหลภายในเครื่องสูบน้ำ รวมทั้งระยะเวลาที่ใช้ในการคำนวณที่น้อยกว่า งานวิจัยนี้จึงเลือกใช้แบบจำลองความปั่นป่วน $k-\varepsilon$ เป็นแบบจำลองสำหรับการคำนวณพลศาสตร์ของไหล ดังนั้นผลการจำลองในบทนี้จะขอล่าเฉพาะผลที่ได้จากแบบจำลองความปั่นป่วน $k-\varepsilon$

สำหรับเนื้อหาในบทนี้จะแบ่งออกเป็น 3 ส่วน ในส่วนแรกเป็นผลการจำลองการไหลที่คำนวณตามทฤษฎี MRF ที่ใช้สำหรับงานวิจัยนี้เพื่อยืนยันเปรียบเทียบกับผลการจำลองการไหลจากงานวิจัยอื่น ส่วนที่สองเป็นผลการจำลองการไหลในเครื่องสูบน้ำขนาดเล็กแบบหอยโข่งจาก

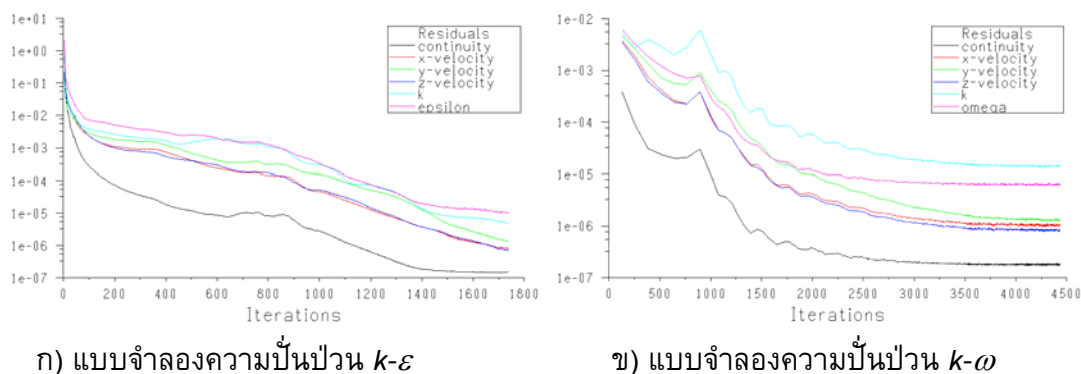
รูปทรงเบื้องต้นตามที่คำนวณออกแบบไว้ในบทที่ 3 และส่วนสุดท้ายเป็นผลการจำลองการไหลในเครื่องสูบน้ำแบบหอยโข่งที่มีรูปทรงปรับเปลี่ยนมาจากรูปทรงเบื้องต้น



ภาพที่ 5-1 ผลการกระจายความดันภายในเครื่องสูบน้ำ



ภาพที่ 5-2 สนามความเร็วภายในเครื่องสูบน้ำ



ภาพที่ 5-3 ค่า Residual ของการคำนวณ

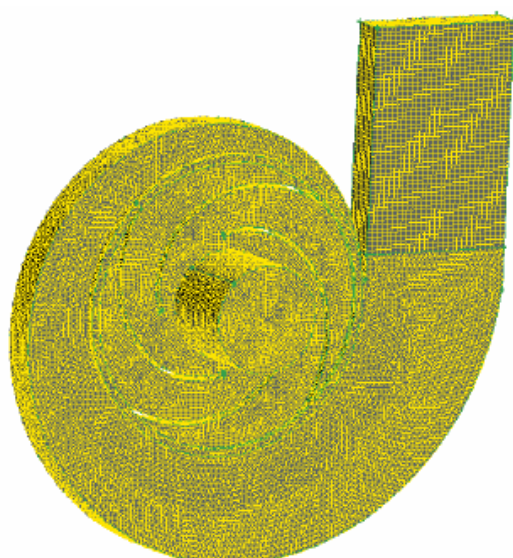
5.1 ผลการจำลองการไหลเพื่อเปรียบเทียบกับงานวิจัยอื่น

งานวิจัยของ Dick และคนอื่นๆ [1] ได้คำนวณพลศาสตร์ของไหลในเครื่องสูบน้ำแบบใบพัดปิด ซึ่งออกแบบที่ความเร็วจำเพาะต่ำ โดยสร้างรูปทรงเครื่องสูบน้ำตามข้อกำหนดที่ระบุไว้ในงานวิจัยของ Dick ดังตารางที่ 5-1

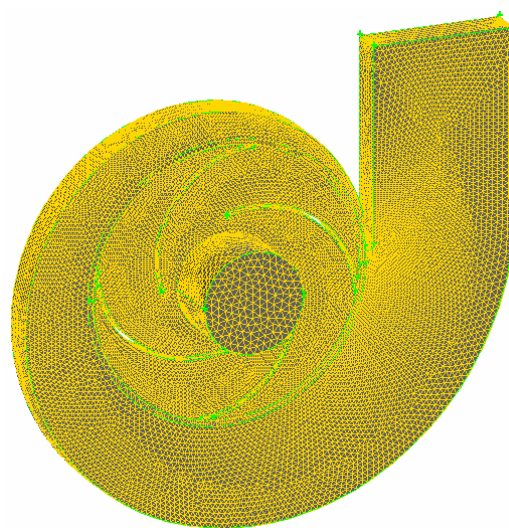
ตารางที่ 5-1 ข้อกำหนดคุณลักษณะของเครื่องสูบน้ำจากงานวิจัยของ Dick [1]

Diameter Inlet Tube	38.3 mm
Inlet Diameter Impeller	50.8 mm
Inlet Angle Impeller	16°
Inlet Width Impeller	24.6 mm
Outlet Diameter Impeller	203.2 mm
Outlet Angle Impeller	16°
Outlet Width Impeller	24.6 mm
Number of Blades	4
Thickness of Blades	3 mm
Outlet Diameter Annular Space	215.9 mm
Width of The Annular Space	25.8 mm
Width Volute	25.8 mm (constant)
Outlet Section Volute Area	$2,785 \text{ mm}^2$
Outlet Section Diffuser Constant Section Area	$8,171 \text{ mm}^2$
Rotational Speed	620 rpm
Corresponding Nominal Flow Rate	6.3 l/s

เพื่อเปรียบเทียบแบบจำลองที่จะใช้ในงานวิจัยฉบับนี้กับงานวิจัยของ Dick ผู้วิจัยจึงสร้างรูปทรงเครื่องสูบน้ำขึ้นตามข้อกำหนดดังกล่าวและได้รูปทรงที่ใกล้เคียงกันดังแสดงในภาพที่ 5-4 จะมีความแตกต่างกันบ้างในส่วนของเส้นโค้งใบพัด กล่าวคือในงานวิจัยของ Dick มีการสร้างเส้นโค้งใบพัดให้มีความโค้งทำมุม 16 องศา กับเส้นสัมผัสวงกลม ซึ่งเส้นโค้งมีความใกล้เคียงกับ Logarithmic Spiral แต่รูปทรงใบพัดที่ผู้วิจัยสร้างขึ้นเพื่อเปรียบเทียบนี้ได้สร้างเส้นโค้งใบพัดอย่างง่ายเป็นแบบเส้นโค้งรัศมีเดียว ซึ่งได้ใช้ในการออกแบบใบพัดในงานวิจัยนี้



ก) จากงานวิจัยของ Dick [1]



ข) การจำลองเพื่อเปรียบเทียบ

ภาพที่ 5-4 รูปทรงของเครื่องสูบน้ำ

ในการคำนวณ Dick เลือกใช้แบบจำลองปั่นป่วน $k-\epsilon$ โดยกำหนดให้ของไหลอัดตัวไม่ได้ เครื่องสูบน้ำออกแบบให้ทำงานที่ความเร็วรอบ 620 รอบต่อนาที อัตราไหล 6.3 ลิตรต่อนาที และสร้างเมชแบบ Tetrahedral จำนวน 300,000 เซลล์ โดยกำหนดเงื่อนไขขอบที่ทางเข้าเป็นแบบอัตราไหลคงที่และที่ทางออกให้มีความดันสถิตคงที่ ใช้การคำนวณพลศาสตร์ของไหลเพื่อจำลองการไหลที่เกิดขึ้น แล้วเปลี่ยนค่าอัตราไหลเพื่อวิเคราะห์และจำลองกราฟสมรรถนะ

สำหรับการจำลองเพื่อเปรียบเทียบ ได้สร้างเมชแบบ Tetrahedral จำนวน 339,512 เซลล์ และกำหนดเงื่อนไขขอบให้เหมือนกัน ยกเว้นการกำหนดเงื่อนไขขอบที่ทางเข้าของท่อทางเข้า เครื่องสูบน้ำมีการกำหนดแตกต่างกัน กล่าวคือ ในงานวิจัยของ Dick กำหนดให้เงื่อนไขขอบเป็นแบบอัตราไหลคงที่ แต่ในงานวิจัยนี้กำหนดให้เป็นแบบความดันสถิตคงที่เท่ากับความดันบรรยากาศ แล้วคำนวณพลศาสตร์ของไหลตามทฤษฎี MRF ได้ผลการจำลองเปรียบเทียบดังตารางที่ 5-2

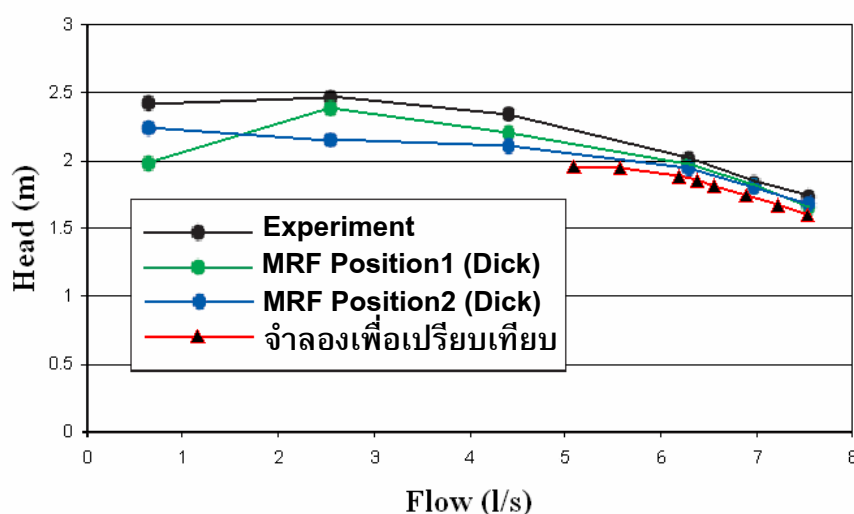
ตารางที่ 5-2 ผลการจำลองเพื่อเปรียบเทียบ

อัตราไหล (l/s)	เฮด (m)
7.52	1.60
7.22	1.68
6.89	1.75
6.55	1.82
6.38	1.85
6.19	1.89
5.58	1.94
5.09	1.96

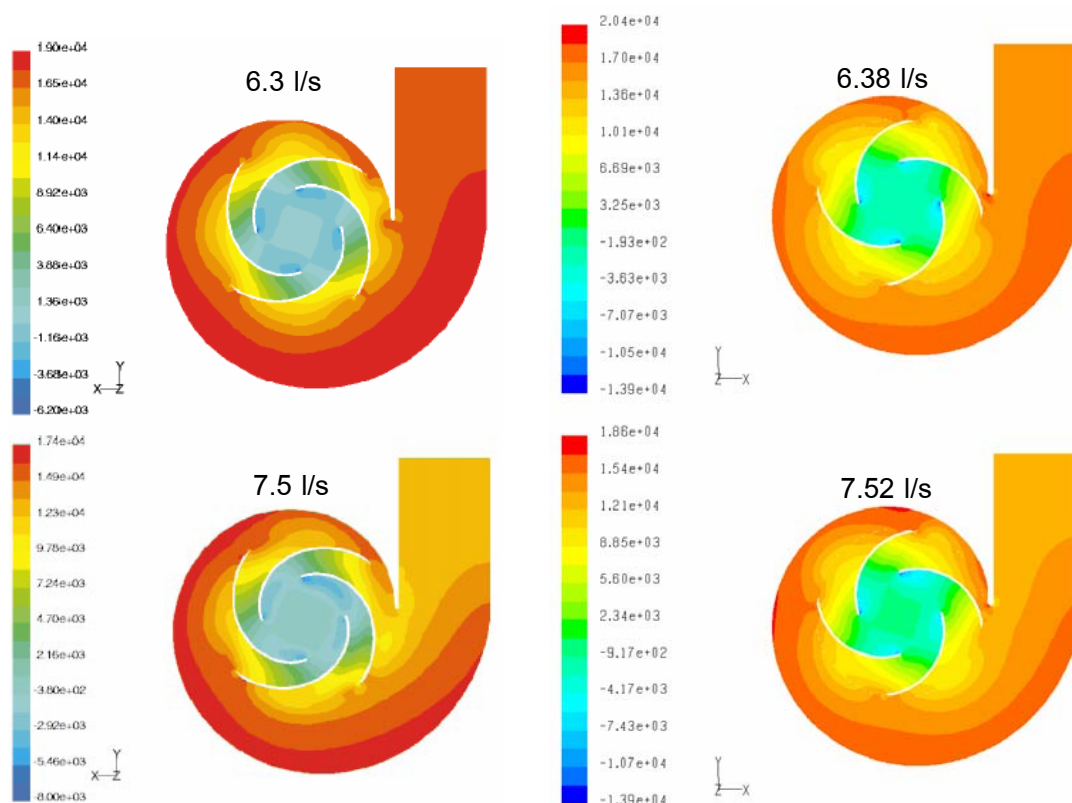
เมื่อนำผลการคำนวณไปเขียนกราฟเปรียบเทียบกับงานวิจัยของ Dick ดังแสดงในภาพที่ 5-5 พบว่าแบบจำลองที่ใช้คำนวณพลศาสตร์ของไหลมีแนวโน้มสอดคล้องกัน แต่ค่าเฮดที่ได้จากการจำลองการไหลเพื่อเปรียบเทียบมีค่าน้อยกว่าค่าเฮดจากงานวิจัยของ Dick ซึ่งเป็นผลมาจากความแตกต่างกันของเส้นโค้งใบพัดที่ได้สร้างขึ้นอย่างง่าย

เมื่อเปรียบเทียบผลการกระจายความดันภายในเครื่องสูบน้ำ ดังแสดงในภาพที่ 5-6 พบว่าการกระจายความดันภายในเครื่องสูบน้ำมีลักษณะคล้ายคลึงกัน นอกจากนี้ยังสามารถสังเกตเห็นลักษณะของเส้นโค้งใบพัดที่แตกต่างกันได้อย่างชัดเจน ซึ่งมีผลต่อค่าเฮดที่คำนวณได้

จากผลการคำนวณพลศาสตร์ของไหลของแบบจำลองที่สร้างขึ้นเพื่อเปรียบเทียบกับงานวิจัยของ Dick พบว่าการคำนวณตามทฤษฎี MRF และการกำหนดเงื่อนไขขอบที่จะใช้ในงานวิจัยนี้สามารถใช้งานได้



ภาพที่ 5-5 ผลการคำนวณพลศาสตร์ของไหลเปรียบเทียบกับงานวิจัยของ Dick [1]



ก) จากงานวิจัยของ Dick [1]

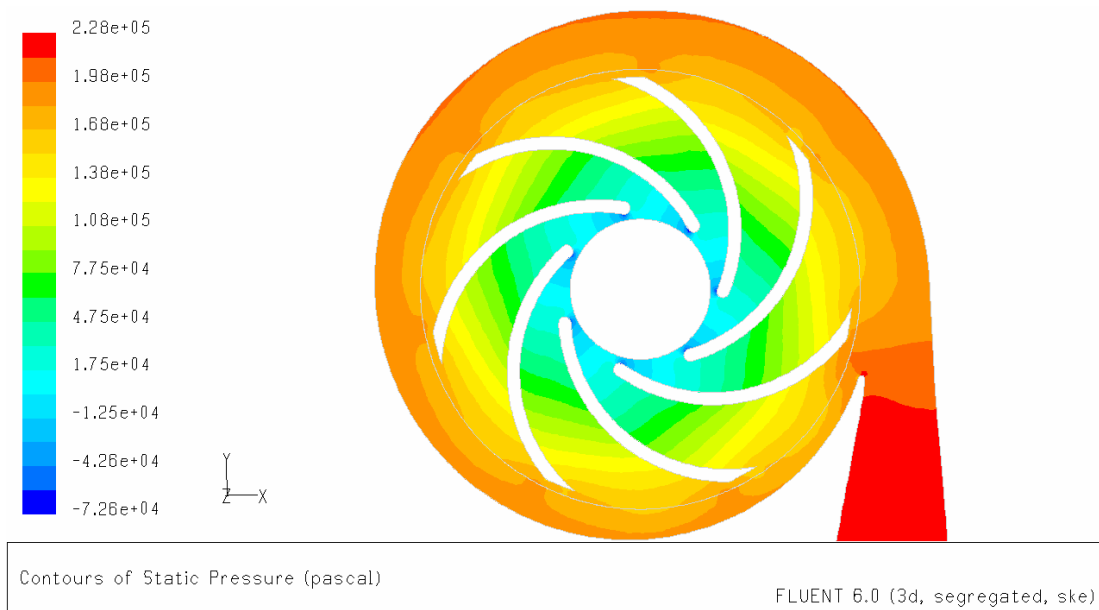
ข) การจำลองเพื่อเปรียบเทียบ

ภาพที่ 5-6 การกระจายความดันภายในเครื่องสูบน้ำ

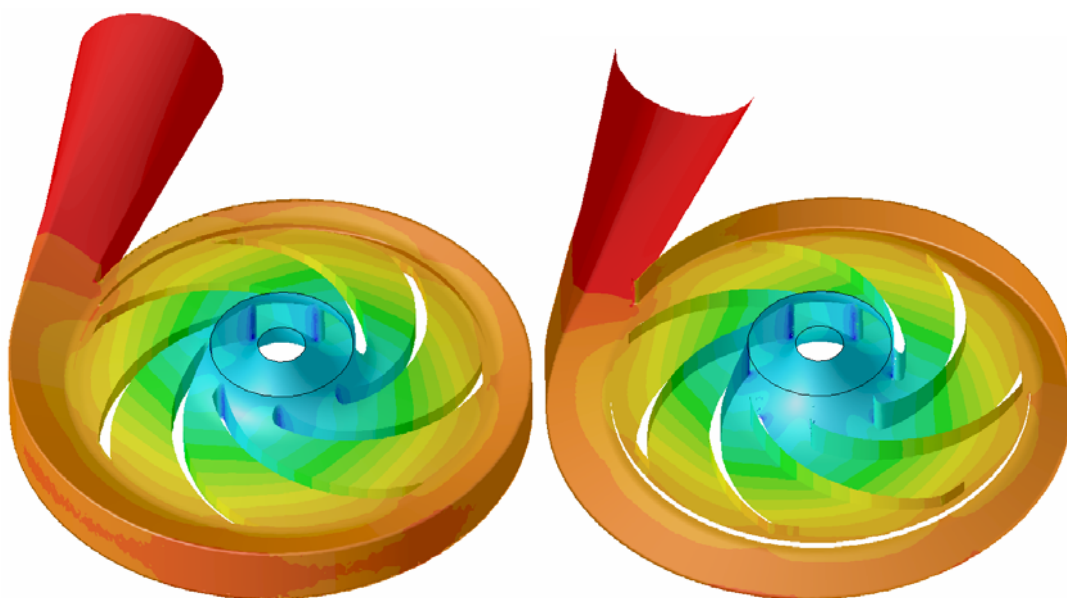
5.2 ผลการจำลองการไหลในเครื่องสูบน้ำแบบหอยโข่งจากรูปทรงเบื้องต้น

หลังจากที่คำนวณด้วยโปรแกรม Fluent เสร็จแล้ว ก็แสดงผลการกระจายความดันและสนามความเร็วภายในเครื่องสูบน้ำรูปทรงเบื้องต้น โดยแสดงผลที่ตำแหน่งระนาบกึ่งกลางของโวลูต ซึ่งผลการกระจายความดันแสดงในภาพที่ 5-7 และผลของสนามความเร็วภายในเครื่องสูบน้ำแสดงในภาพที่ 5-8 พบว่าสนามความเร็วจะเกิดการแยกตัวและไหลวนบริเวณใกล้ๆกับตำแหน่งลิ้นโวลูตดังภาพที่ 5-9 เมื่อแสดงผลการจำลองเส้นทางการไหลของอนุภาคภายในเครื่องสูบน้ำดังภาพที่ 5-10 ทำให้เห็นได้ชัดเจนถึงตำแหน่งที่เกิดการไหลวน โดยเกิดขึ้นบริเวณท่อทางออกของโวลูตหลังจากตำแหน่งลิ้นโวลูตและการเกิดการไหลแยกที่ตำแหน่งลิ้นโวลูตซึ่งเป็นคุณลักษณะที่พบในเครื่องสูบน้ำแบบหอยโข่ง

ผลการคำนวณพลศาสตร์ของไหลของเครื่องสูบน้ำที่มีรูปทรงเบื้องต้นตามทีออกแบบที่อัตราไหล 12 ลูกบาศก์เมตรต่อชั่วโมง (0.0033 ลูกบาศก์เมตรต่อวินาที) และเฮด 23 เมตร ที่ความเร็วรอบ 2,850 รอบต่อนาที จะได้ผลจำลองค่าอัตราไหลและเฮดดังตารางที่ 5-3 และแผนภาพแสดงความสัมพันธ์ระหว่างเฮดและอัตราไหลดังภาพที่ 5-11

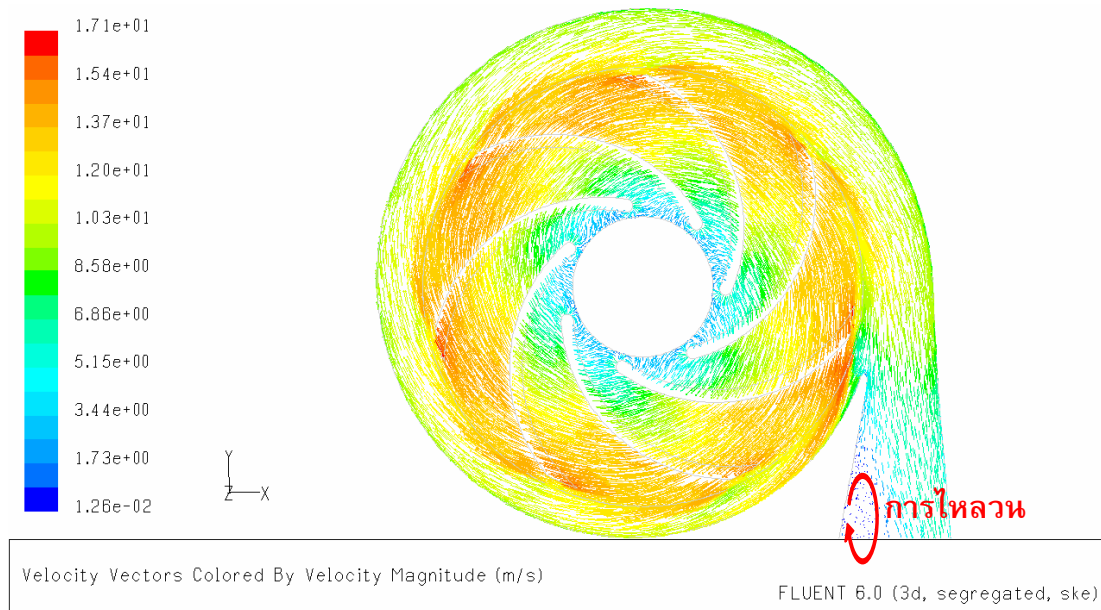


ก) การกระจายความดันที่ระนาบกึ่งกลาง

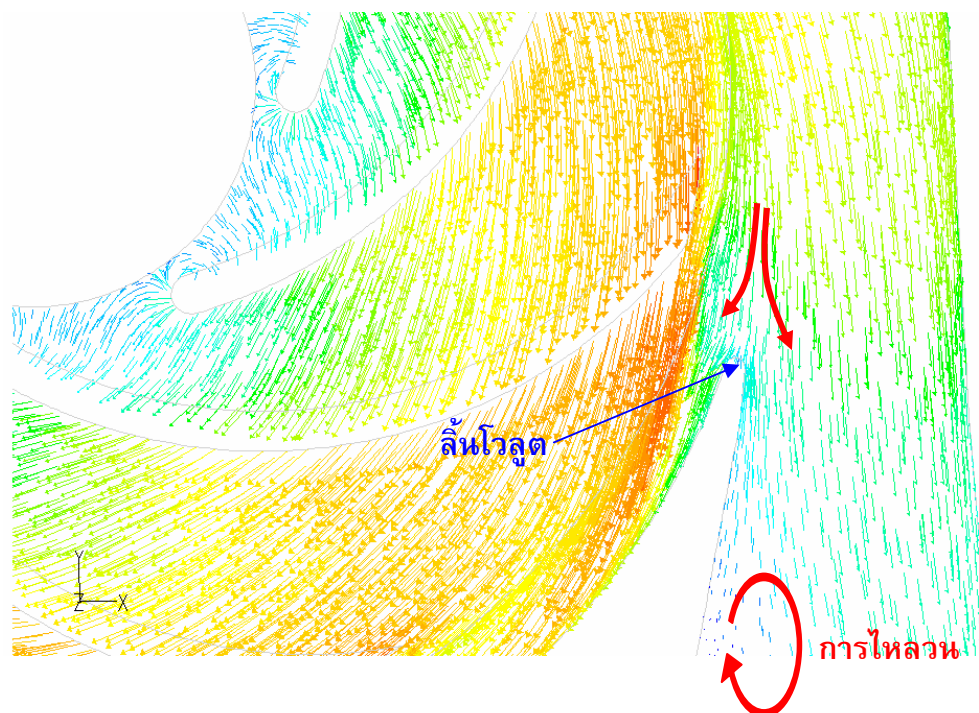


ข) การกระจายความดันที่ผิวของโวลูตและใบพัด

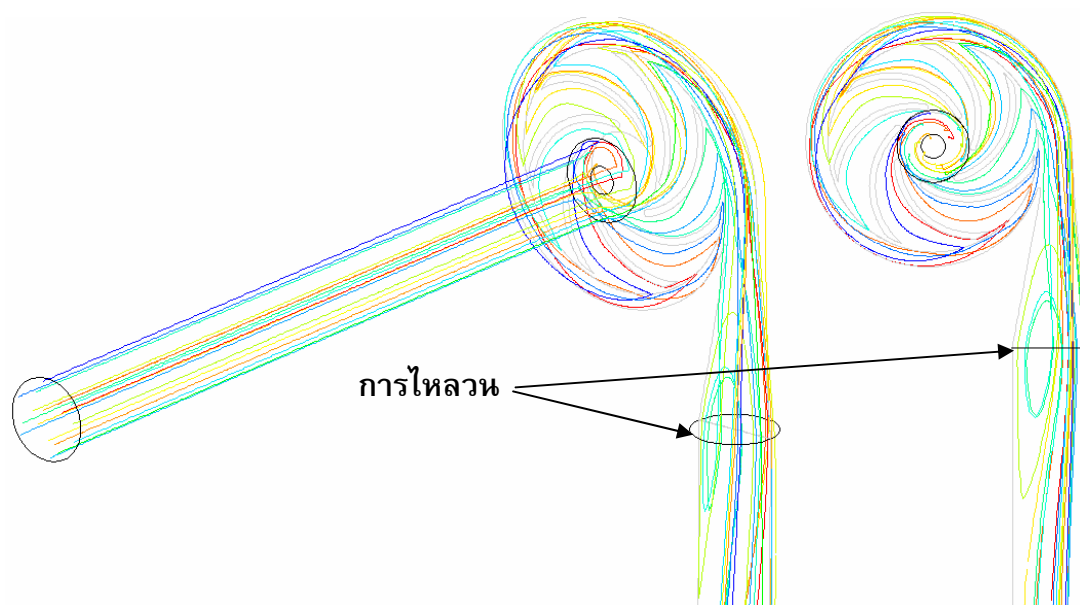
ภาพที่ 5-7 ผลการกระจายความดันภายในเครื่องสูบน้ำ



ภาพที่ 5-8 สนามความเร็วภายในเครื่องสูบน้ำ



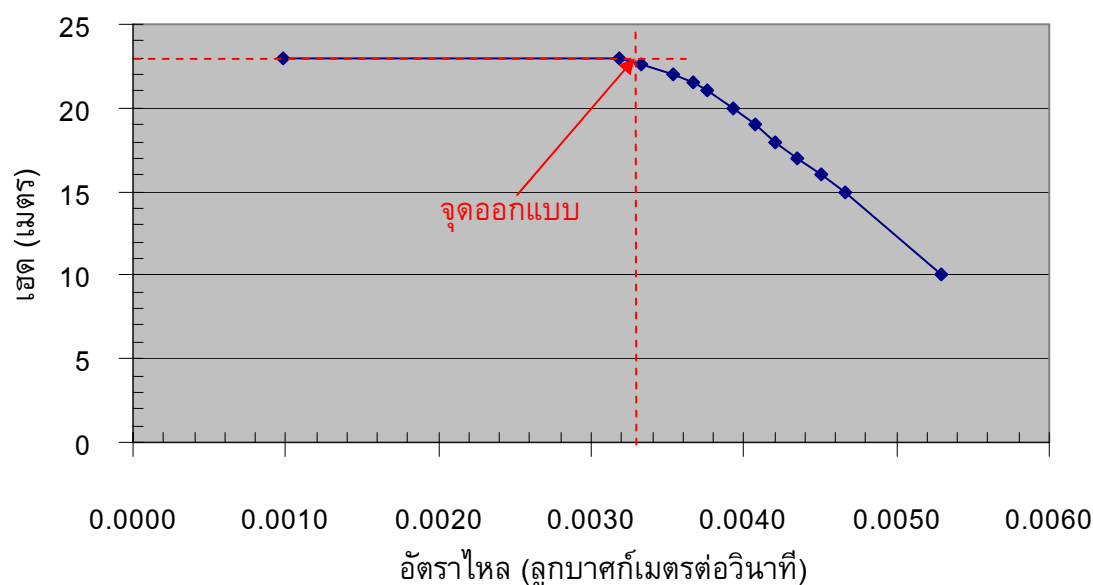
ภาพที่ 5-9 สนามความเร็วบริเวณตำแหน่งล้นไหล



ภาพที่ 5-10 จำลองเส้นทางการไหลของอนุภาคภายในเครื่องสูบน้ำ

ตารางที่ 5-3 ผลการจำลองการไหลในเครื่องสูบน้ำขนาดเล็กแบบหอยโข่งจากรูปทรงเบื้องต้น

อัตราไหล (ลูกบาศก์เมตรต่อวินาที)	อัตราไหล (ลูกบาศก์เมตรต่อชั่วโมง)	เฮด (เมตร)
0.0053	19.03	10.0
0.0047	16.77	15.0
0.0045	16.20	16.0
0.0043	15.64	17.0
0.0042	15.13	18.0
0.0041	14.64	19.0
0.0039	14.13	20.0
0.0038	13.53	21.0
0.0037	13.20	21.5
0.0035	12.73	22.0
0.0033	12.00	22.6
0.0032	11.46	23.0
0.0010	3.53	23.0



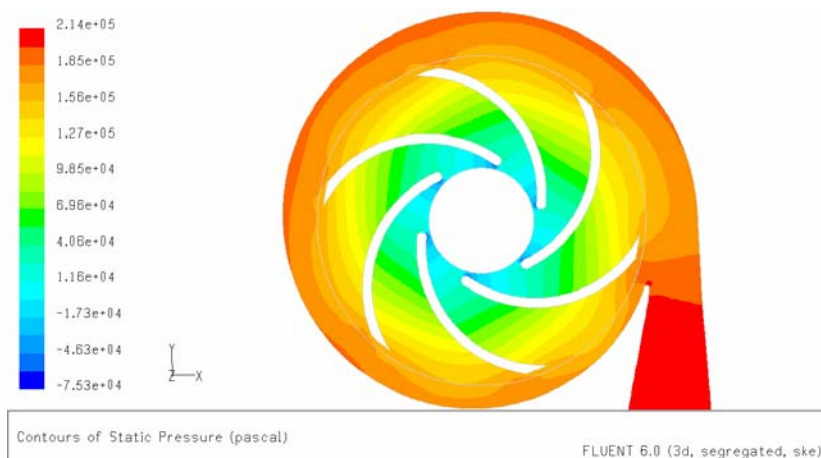
ภาพที่ 5-11 แผนภาพแสดงความสัมพันธ์ระหว่างเฮดและอัตราไหลของเครื่องสูบน้ำขนาดเล็กแบบหอยโข่งจากรูปร่างเบื้องต้น

5.2.1 ผลเนื่องจากจำนวนกลีบใบพัด

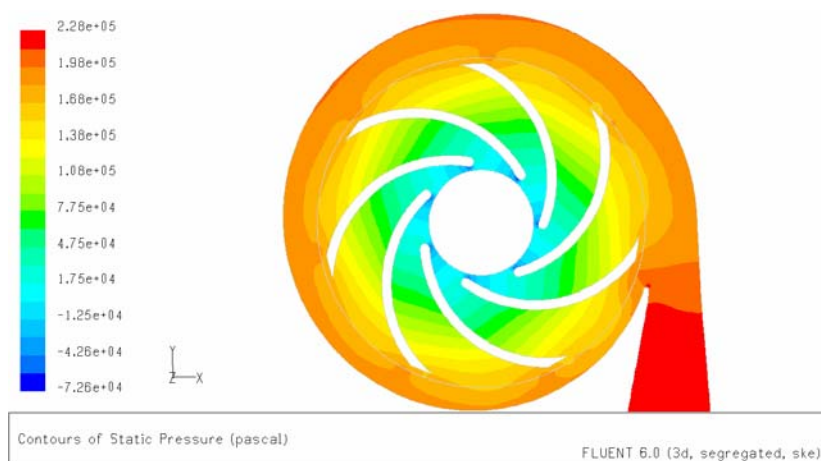
จากการออกแบบรูปร่างเบื้องต้นมีการกำหนดจำนวนกลีบใบพัดเท่ากับ 7 ใบ หากมีการเปลี่ยนแปลงจำนวนกลีบใบพัดเป็น 6 และ 8 ใบแล้ว จะส่งผลต่อรูปแบบการไหลและสมรรถนะของเครื่องสูบน้ำอย่างไรบ้าง ดังนั้นจึงได้ปรับเปลี่ยนจำนวนกลีบใบพัดและสร้างแบบจำลองเพื่อคำนวณพลศาสตร์ โดยจะยังคงใช้รูปร่างของช่องทางน้ำเข้า โวลูตและช่องทางน้ำออกเดิมที่ได้ออกแบบรูปร่างเบื้องต้นไว้ จะได้ผลคำนวณค่าเฮดและอัตราไหลแสดงในตารางที่ 5-4 สำหรับการกระจายความดันและสนามการไหลภายในเครื่องสูบน้ำแสดงในภาพที่ 5-12 และ 5-13 ซึ่งจากผลที่ได้ พบว่าการกระจายความดันภายในและสนามความเร็วในใบพัดและโวลูตมีลักษณะไม่แตกต่างกัน แต่จำนวนกลีบใบพัดจะมีผลต่อเฮดที่ได้ โดยใบพัดที่มี 8 กลีบใบสร้างเฮดได้สูงที่สุดเนื่องจากมีพื้นที่สัมผัสของกลีบใบกับน้ำมากจึงถ่ายเทพลังงานจลน์ได้มากกว่าใบพัดแบบอื่นและใบพัดที่มี 6 กลีบใบสร้างเฮดได้น้อยที่สุดเนื่องจากพื้นที่สัมผัสของกลีบใบกับน้ำน้อยจึงถ่ายเทพลังงานจลน์ได้น้อย

ตารางที่ 5-4 ผลคำนวณค่าเฮดและอัตราไหลเมื่อมีการเปลี่ยนจำนวนกลีบใบพัด

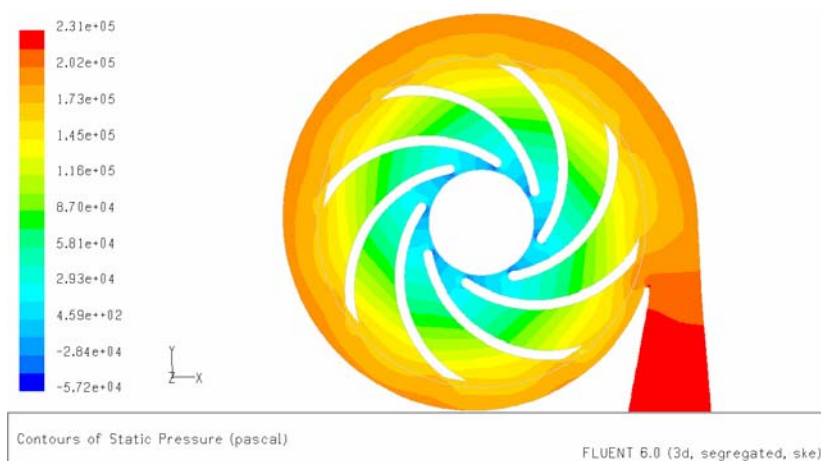
จำนวนกลีบใบพัด	อัตราไหล (ลูกบาศก์เมตรต่อชั่วโมง)	เฮด (เมตร)
6	12	21.308
7	12	22.508
8	12	22.748



ก) กลีบใบพัด 6 ใบ

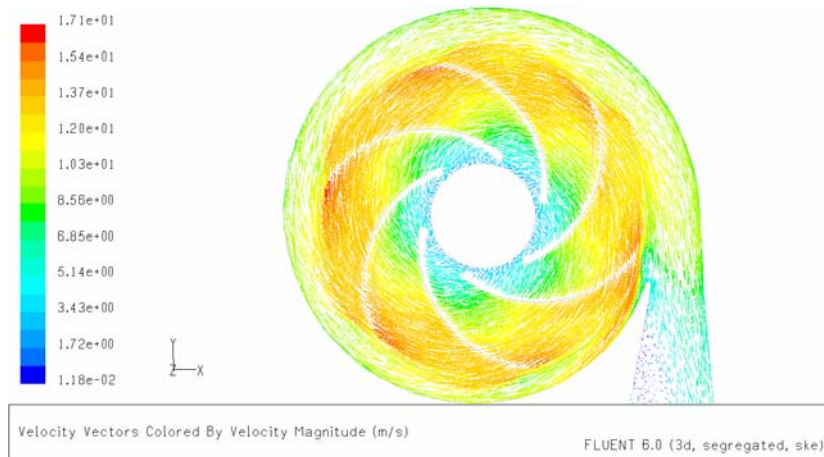


ข) กลีบใบพัด 7 ใบ

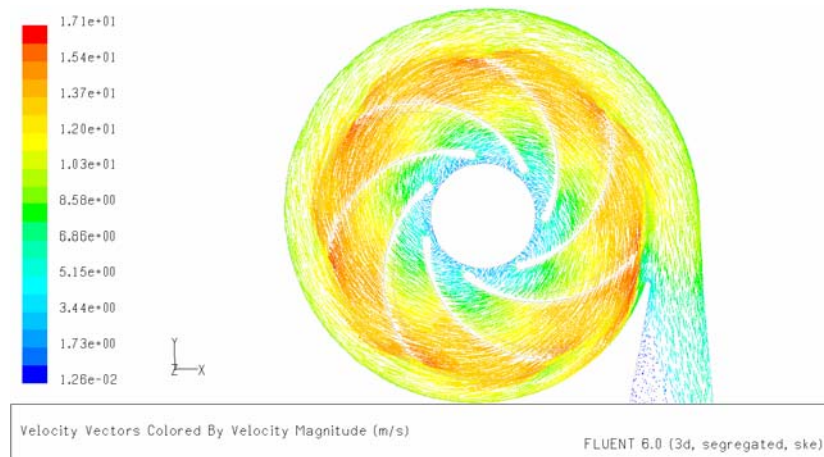


ค) กลีบใบพัด 8 ใบ

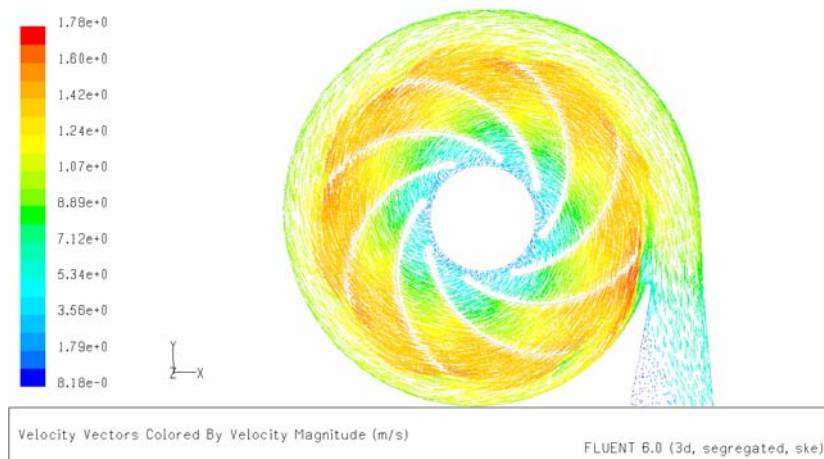
ภาพที่ 5-12 การกระจายความดันในเครื่องสูบน้ำเมื่อมีการเปลี่ยนจำนวนกลีบใบพัด



ก) กลีบใบพัด 6 ใบ



ข) กลีบใบพัด 7 ใบ



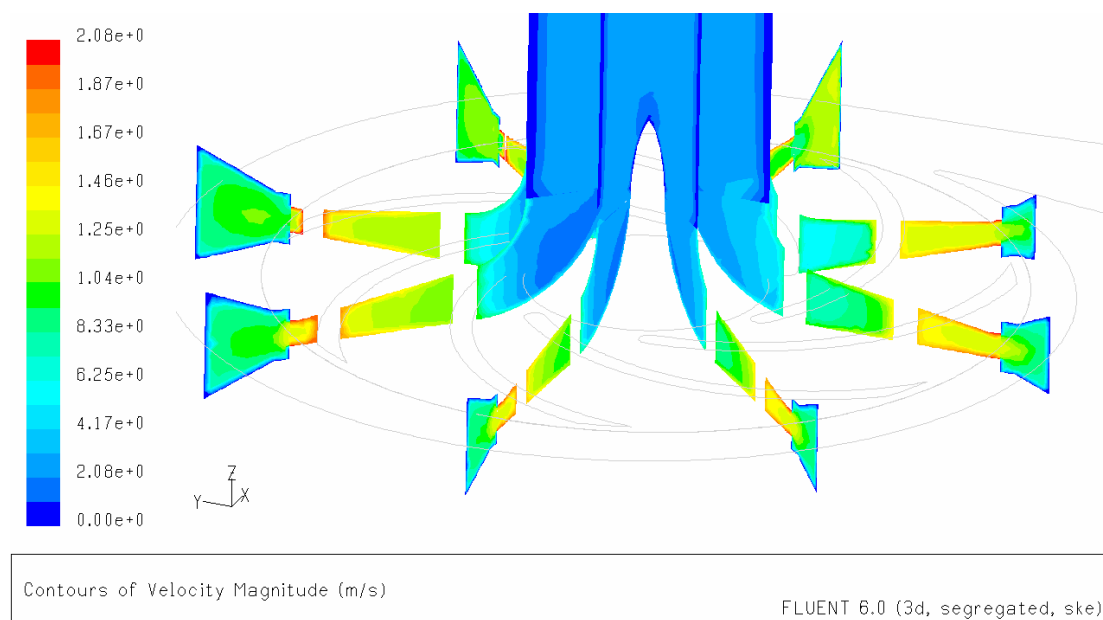
ค) กลีบใบพัด 8 ใบ

ภาพที่ 5-13 สนามความเร็วในเครื่องสูบน้ำเมื่อมีการเปลี่ยนจำนวนกลีบใบพัด

จากผลการคำนวณพบว่าเมื่อจำนวนกลีบใบพัดมากขึ้นจะทำให้ได้เฮดสูงขึ้นและการไหลมีเสถียรภาพ เนื่องจากมีพื้นที่สัมผัสของกลีบใบกับน้ำมากกว่าจึงถ่ายเทพลังงานได้ดีและบังคับให้มีรูปแบบการไหลที่คงที่ได้มากกว่า แต่ถ้าเพิ่มจำนวนกลีบใบพัดมากเกินไปจะมีผลกระทบต่อการไหล โดยกลีบใบพัดจะไปขัดขวางการไหลทำให้เกิดการอันการไหลขึ้นได้ ถ้าจำนวนกลีบใบพัดน้อยเกินไปก็ไม่สามารถถ่ายเทพลังงานจลน์ให้กับน้ำได้และยังทำให้เกิดการไหลที่ไม่มีเสถียรภาพเนื่องจากเกิดการไหลวนในใบพัดเพราะมีช่องว่างระหว่างกลีบใบพัดมาก ดังนั้นการกำหนดจำนวนกลีบใบพัดจึงมีความสำคัญ ต้องกำหนดให้เหมาะสมจึงจะทำให้เครื่องสูบน้ำมีประสิทธิภาพและสมรรถนะสูงสุด

5.2.2 ค่าความเร็วเฉลี่ยบนหน้าตัดของโวลูต

จากการออกแบบโวลูตด้วยหลักการความเร็วเฉลี่ยของทุกหน้าตัดมีค่าคงที่ โดยความเร็วเฉลี่ยที่คำนวณได้มีค่าเท่ากับ 9.77 เมตรต่อวินาที เมื่อคำนวณพลศาสตร์ของไหลเสร็จและได้ผลสนามความเร็วที่เกิดขึ้นภายในเครื่องสูบน้ำดังแสดงในภาพที่ 5-8 และผลสนามความเร็วบนหน้าตัดของโวลูตดังแสดงในภาพที่ 5-14 พบว่าค่าความเร็วในแต่ละหน้าตัดของโวลูตมีลักษณะการกระจายค่าความเร็วคล้ายคลึงกันโดยบริเวณทางเข้าโวลูตจะมีความเร็วสูงสุดและลดความเร็วลงเมื่อรัศมีโวลูตเพิ่มขึ้น จากการหาค่าความเร็วเฉลี่ยในหน้าตัดของโวลูตพบว่ามีความเร็วเฉลี่ยใกล้เคียงกับค่าที่ออกแบบ



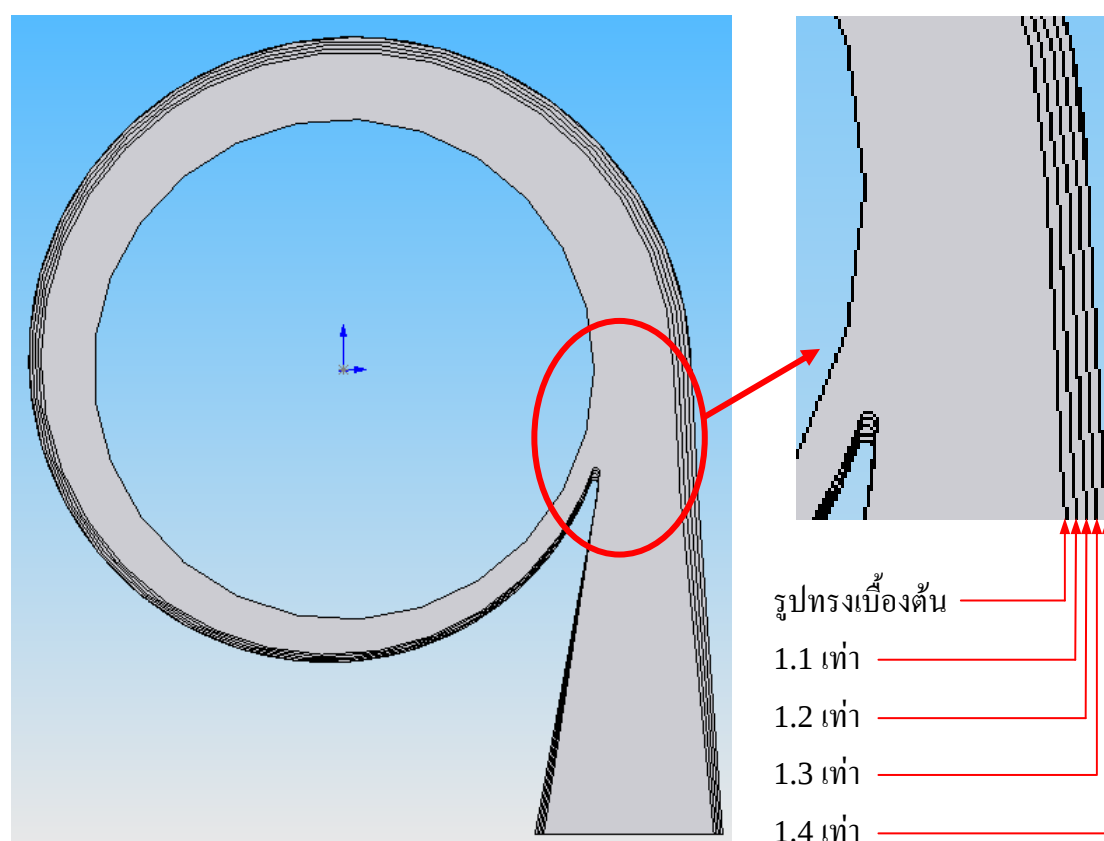
ภาพที่ 5-14 สนามความเร็วบนหน้าตัดของโวลูต

5.3 ผลจำลองการไหลในเครื่องสูบน้ำแบบหอยโข่งที่มีรูปทรงปรับเปลี่ยนมาจากรูปทรงเบื้องต้น

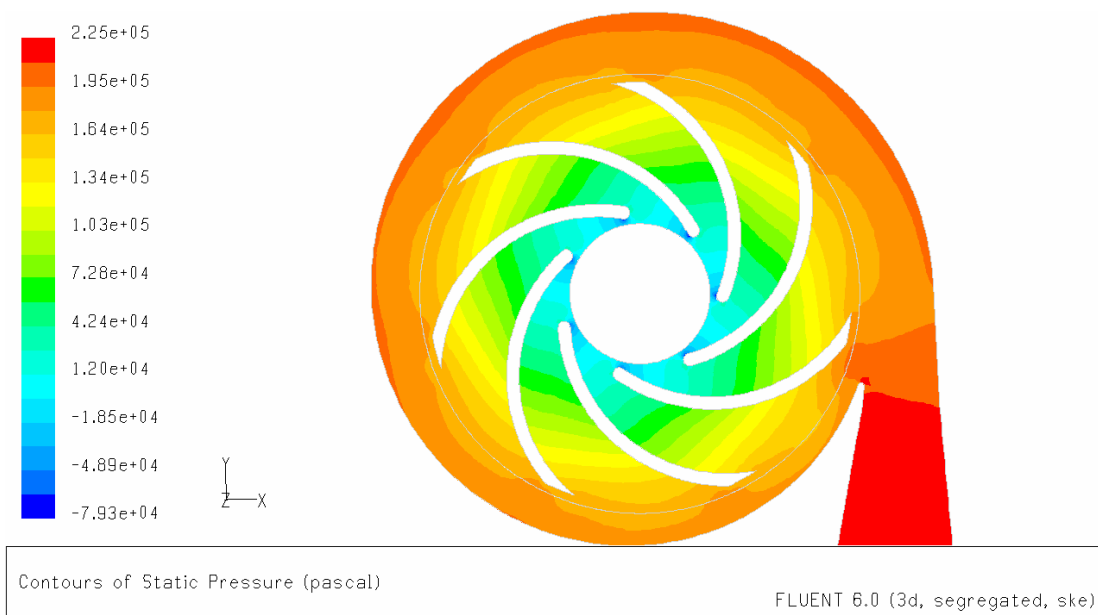
หลังจากทราบผลการจำลองการไหลในรูปทรงเบื้องต้นแล้ว เพื่อเป็นการศึกษาอิทธิพลของรูปทรงของช่องทางไหลที่มีผลต่อรูปแบบการไหลภายในเครื่องสูบน้ำ จึงได้ปรับเปลี่ยนรูปทรงของโวลูต ซึ่งเป็นส่วนที่เปลี่ยนพลังงานจลน์ของน้ำให้กลายเป็นความดัน โดยเปลี่ยนแปลงรูปทรงของโวลูตใน 2 ลักษณะ คือ การเพิ่มพื้นที่หน้าตัดของโวลูตและการเปลี่ยนแปลงตำแหน่งของลิ้นโวลูต

5.3.1 การเพิ่มพื้นที่หน้าตัดของโวลูต

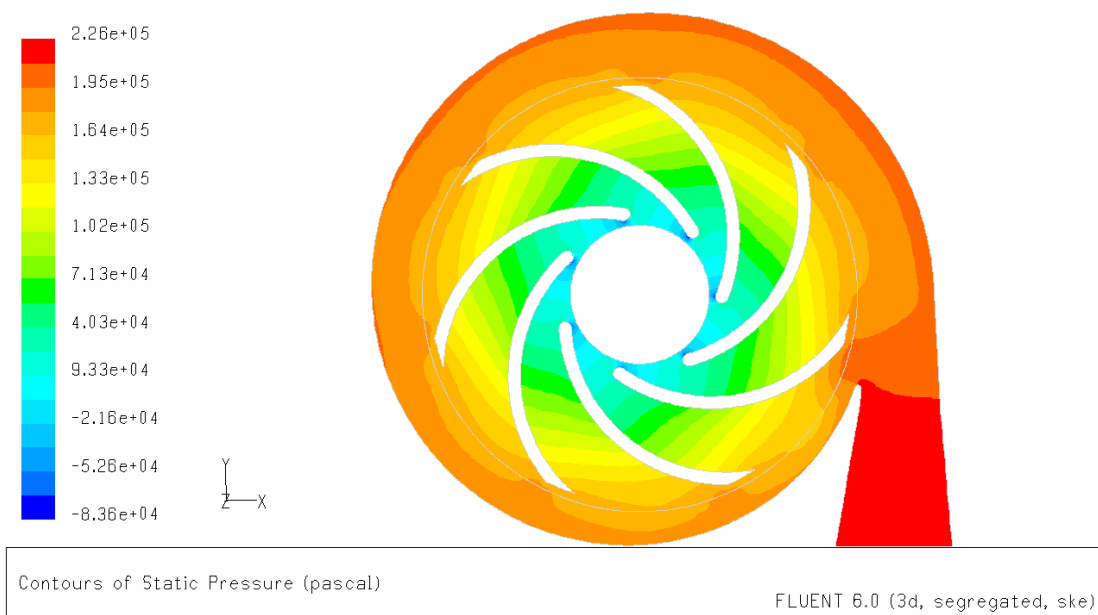
ทำการเปลี่ยนแปลงรูปทรงของโวลูตให้มีพื้นที่หน้าตัดเป็น 1.1 1.2 1.3 และ 1.4 เท่าของพื้นที่หน้าตัดโวลูตที่ได้ออกแบบในเบื้องต้นดังแสดงในภาพที่ 5-15 และได้ผลการกระจายความดันดังภาพที่ 5-16 และผลสนามความเร็วดังภาพที่ 5-17



ภาพที่ 5-15 การเปลี่ยนแปลงรูปทรงของโวลูตให้มีพื้นที่หน้าตัดเป็น 1.1 1.2 1.3 และ 1.4 เท่าของพื้นที่หน้าตัดโวลูตที่ได้ออกแบบเบื้องต้น

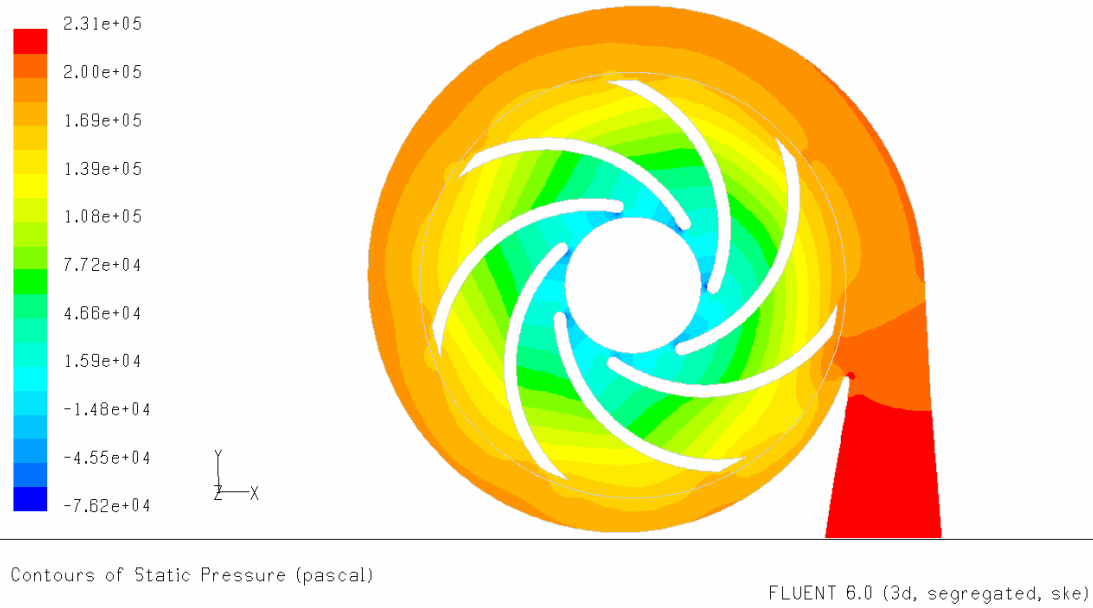


ก) เพิ่มพื้นที่หน้าตัด 1.1 เท่า

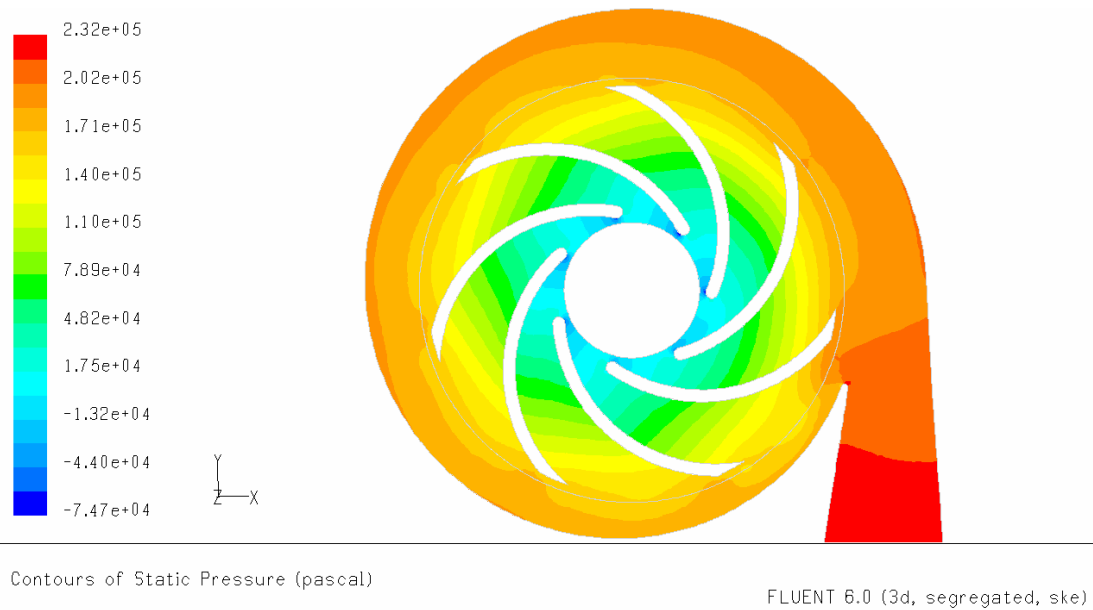


ข) เพิ่มพื้นที่หน้าตัด 1.2 เท่า

ภาพที่ 5-16 การกระจายความดันกรณีเพิ่มพื้นที่หน้าตัด

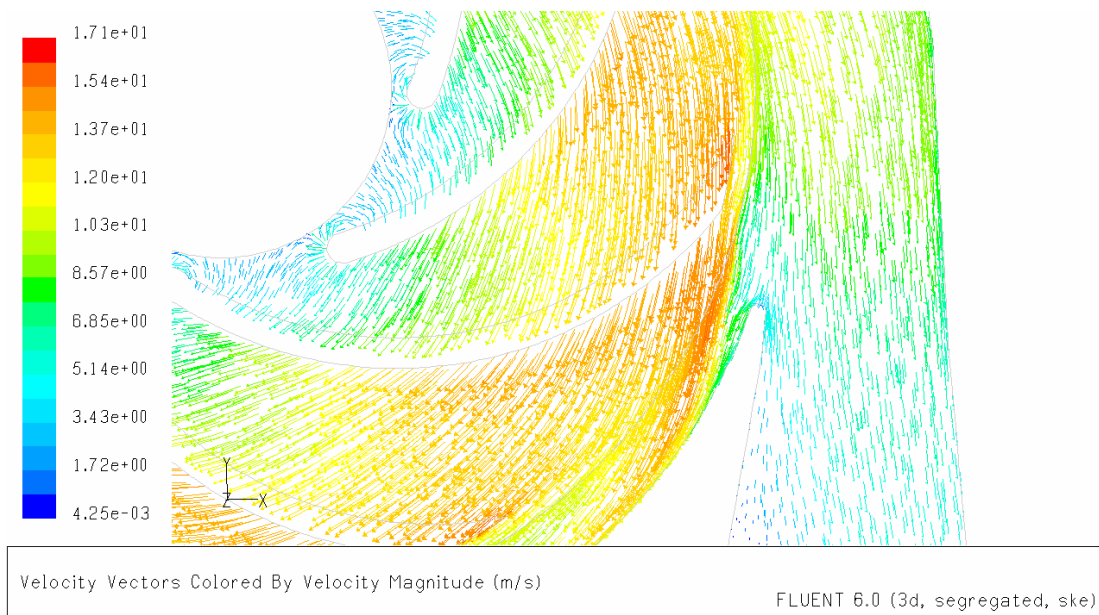


ค) เพิ่มพื้นที่หน้าตัด 1.3 เท่า

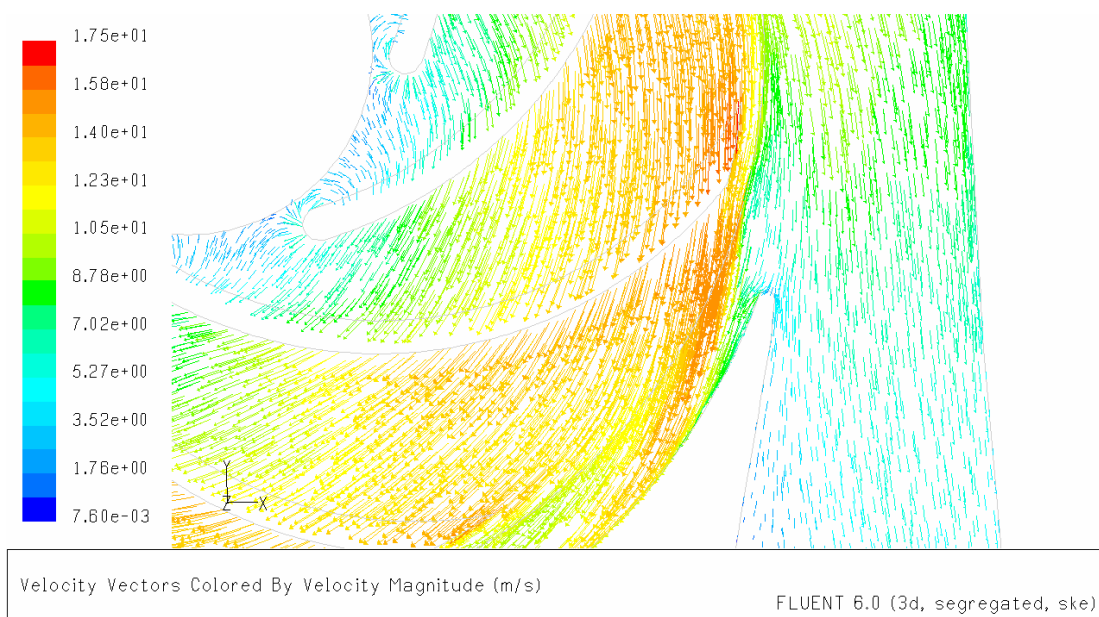


ง) เพิ่มพื้นที่หน้าตัด 1.4 เท่า

ภาพที่ 5-16 (ต่อ)

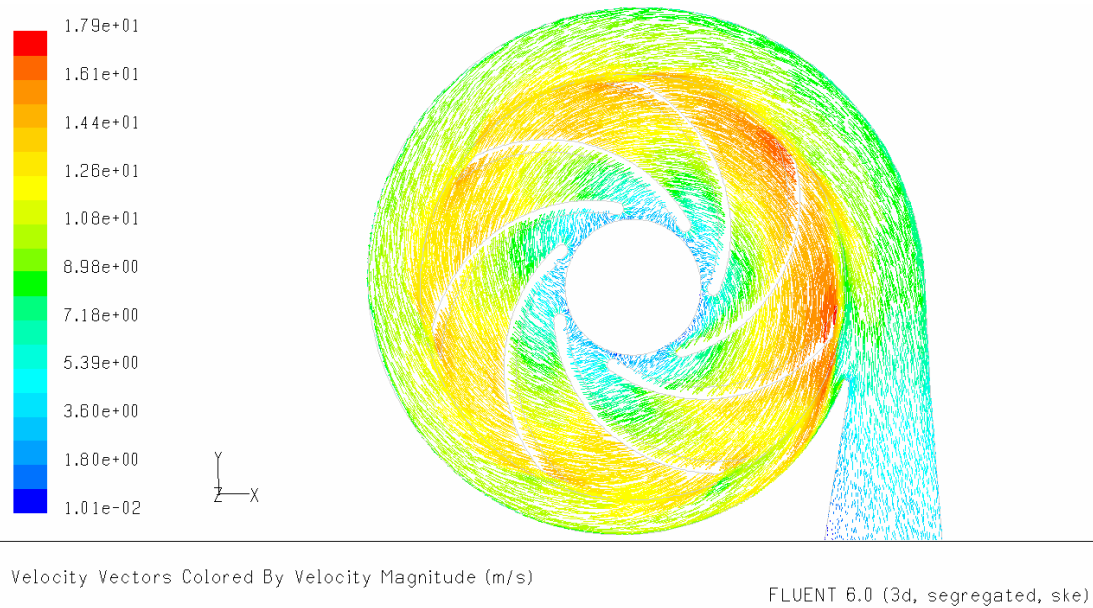


ก) เพิ่มพื้นที่หน้าตัด 1.1 เท่า

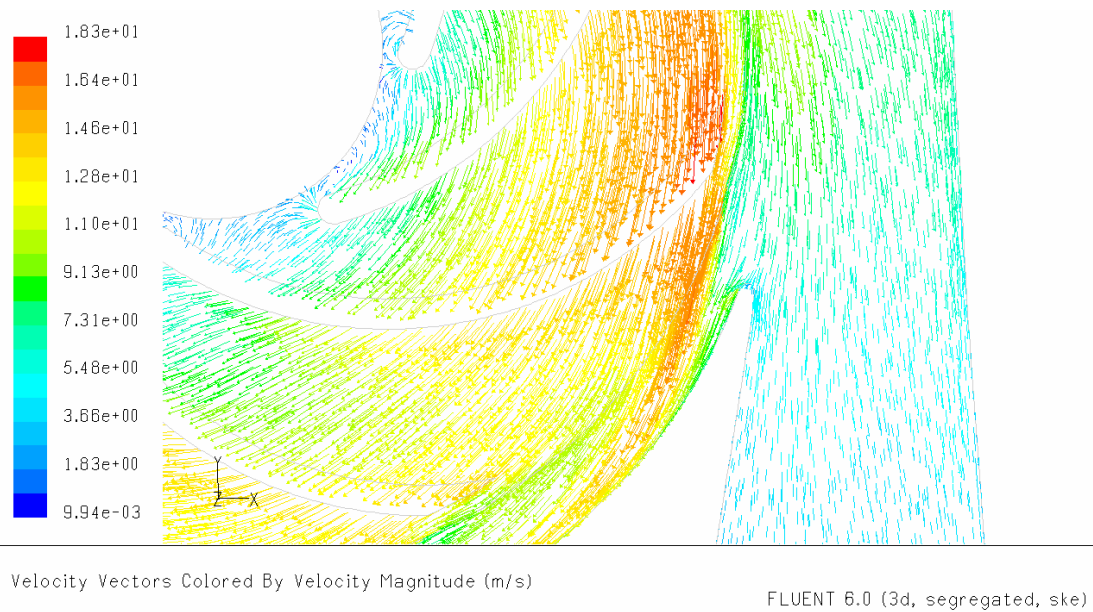


ข) เพิ่มพื้นที่หน้าตัด 1.2 เท่า

ภาพที่ 5-17 สหามความเร็วกรณีเพิ่มพื้นที่หน้าตัด



ค) เพิ่มพื้นที่หน้าตัด 1.3 เท่า

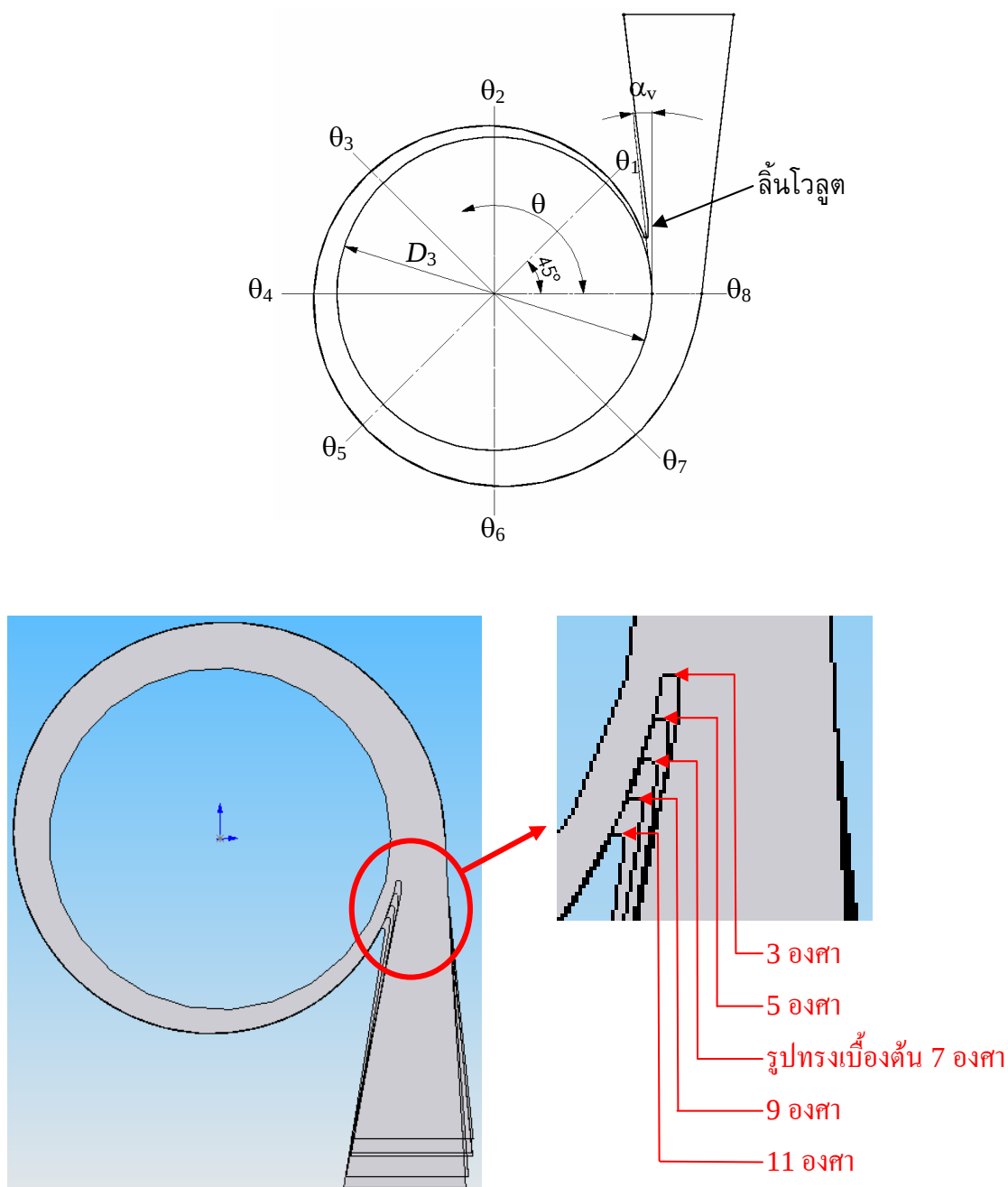


ง) เพิ่มพื้นที่หน้าตัด 1.4 เท่า

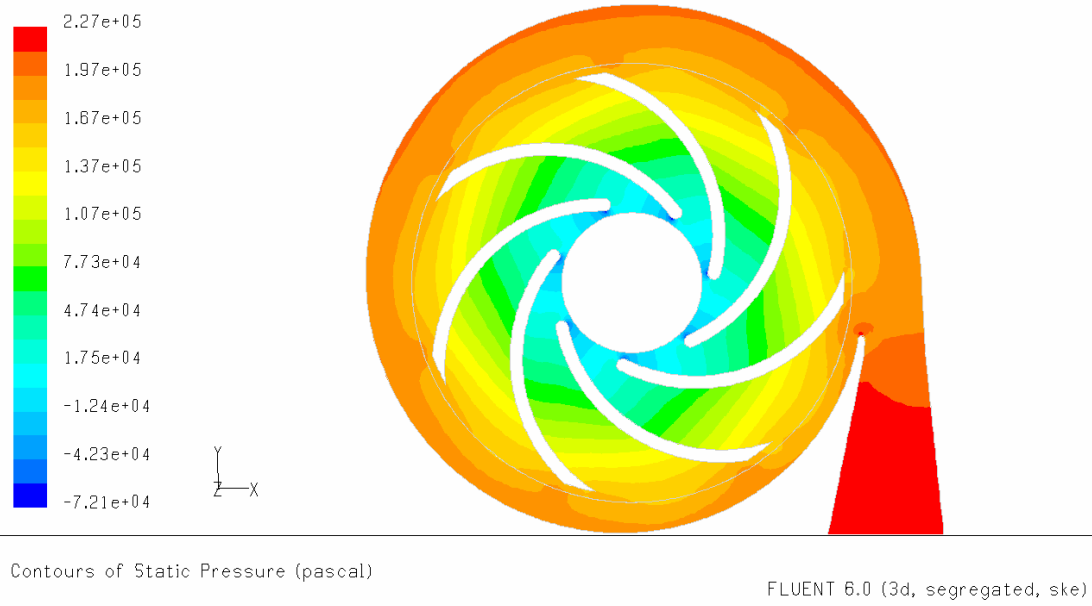
ภาพที่ 5-17 (ต่อ)

5.3.2 การเปลี่ยนแปลงตำแหน่งล้นไวลูต

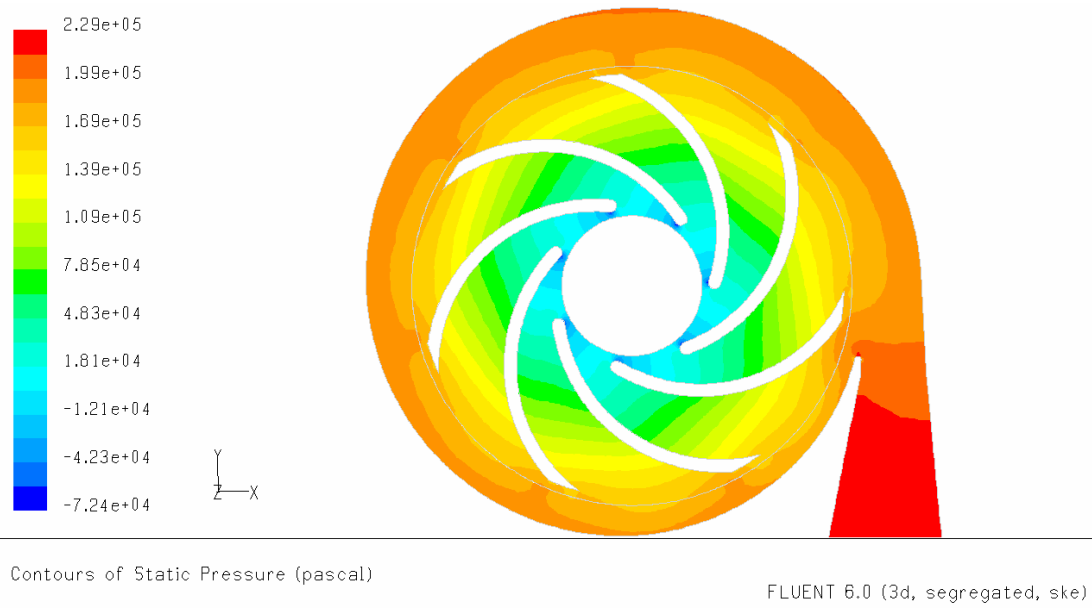
การเปลี่ยนแปลงรูปทรงของไวลูตโดยการเปลี่ยนตำแหน่งล้นไวลูตจากตำแหน่งเดิมที่ได้ ออกแบบในครั้งแรกโดยเปลี่ยนแปลงค่า α_v เป็น 3 5 9 และ 11 องศา (รูปทรงเบื้องต้น ออกแบบให้ α_v เท่ากับ 7 องศา) แต่ยังคงรักษารูปร่างพื้นที่หน้าตัดของไวลูตให้เท่าเดิม ดังแสดง ในภาพที่ 5-18 ได้ผลการกระจายความดันดังภาพที่ 5-19 และผลสนามความเร็วดังภาพที่ 5-20



ภาพที่ 5-18 การกำหนดตำแหน่งล้นไวลูต

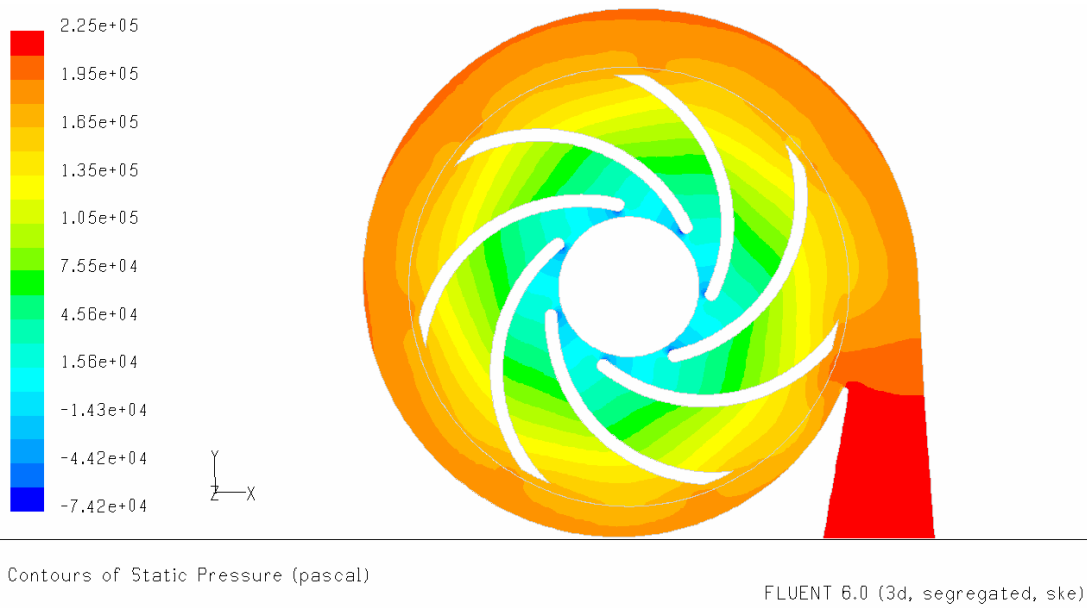


ก) 3 องศา

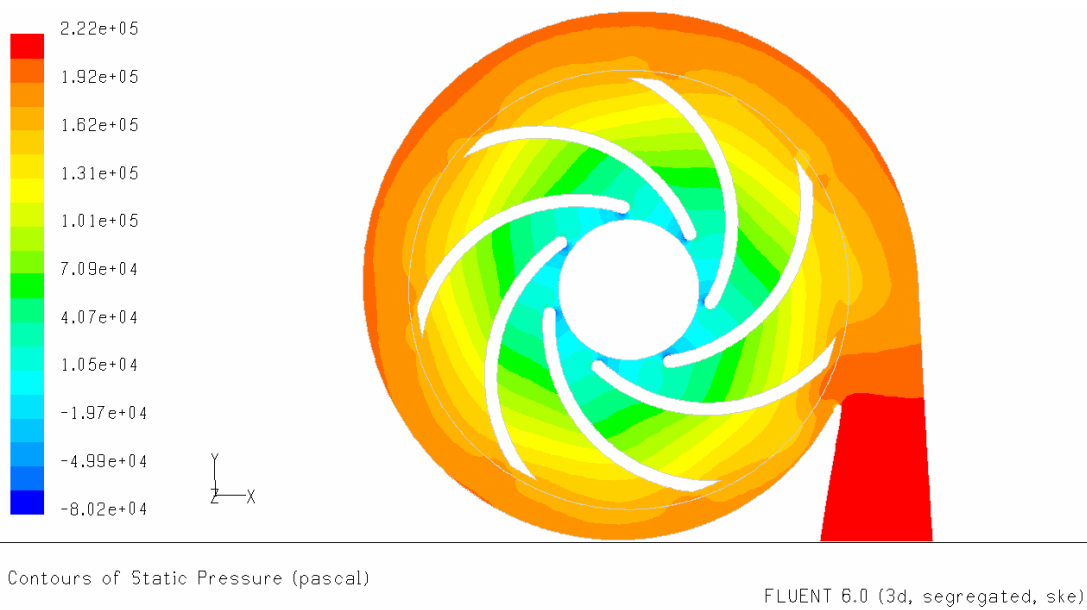


ข) 5 องศา

ภาพที่ 5-19 การกระจายความดันกรณีเปลี่ยนตำแหน่งล้นไวน้ำ

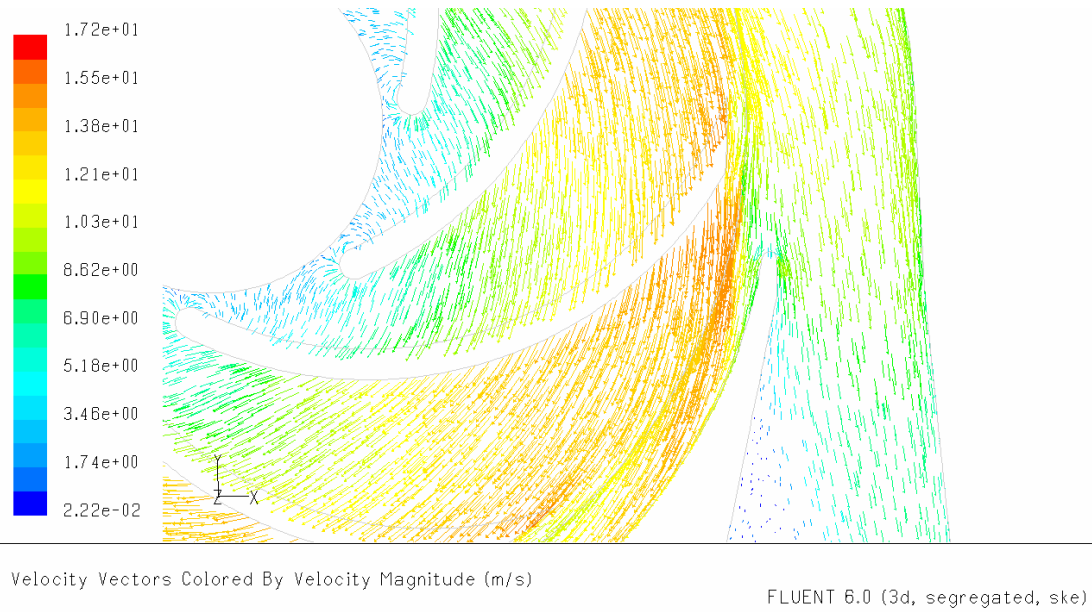


ค) 9 องศา

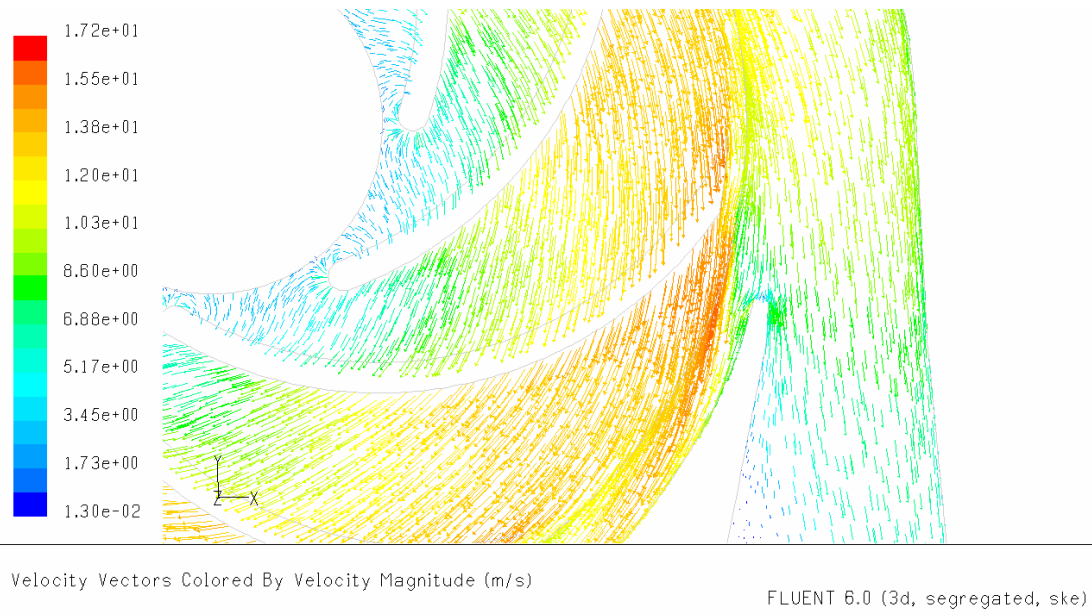


ง) 11 องศา

ภาพที่ 5-19 (ต่อ)

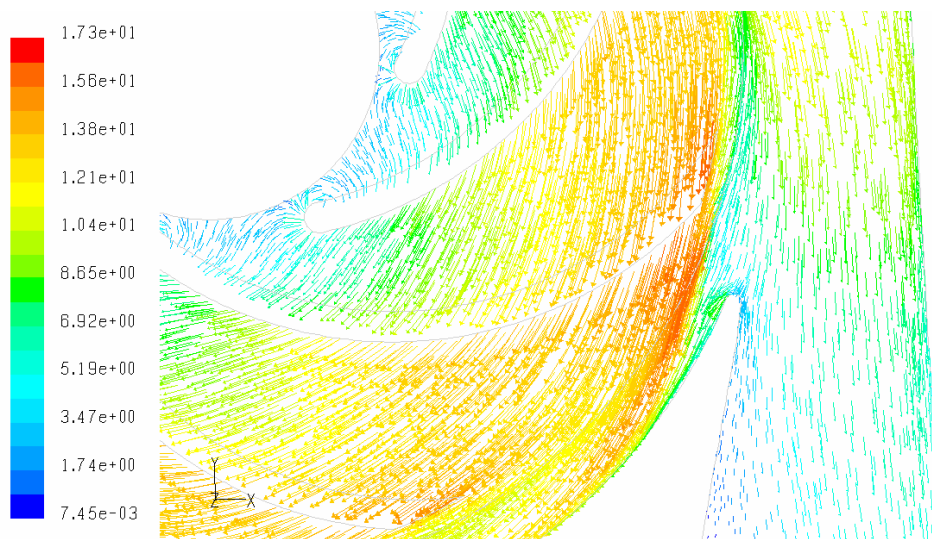


ก) 3 องศา



ข) 5 องศา

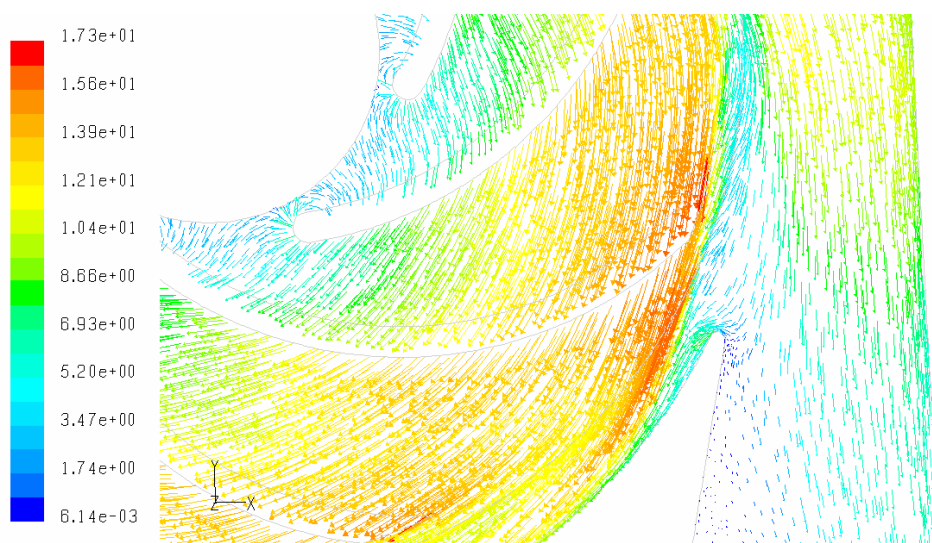
ภาพที่ 5-20 สหามความเร็วกรณีเปลี่ยนตำแหน่งล้นไหล



Velocity Vectors Colored By Velocity Magnitude (m/s)

FLUENT 6.0 (3d, segregated, ske)

ค) 9 องศา



Velocity Vectors Colored By Velocity Magnitude (m/s)

FLUENT 6.0 (3d, segregated, ske)

ง) 11 องศา

ภาพที่ 5-20 (ต่อ)

5.3.3 สรุปผลจำลองการไหลในเครื่องสูบน้ำแบบหอยโข่งที่มีรูปทรงปรับเปลี่ยนมาจาก รูปทรงเบื้องต้น

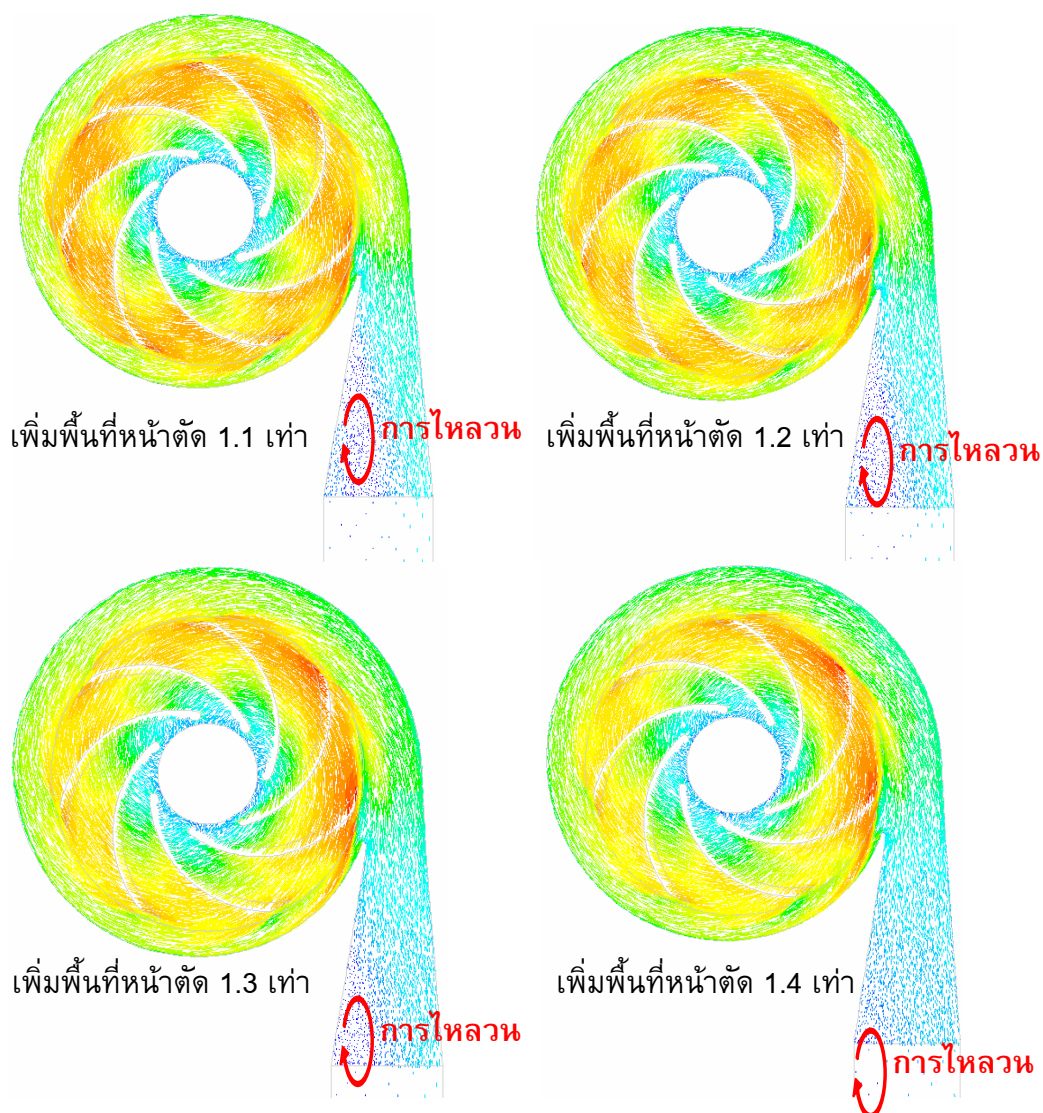
จากข้อกำหนดการออกแบบเครื่องสูบน้ำกำหนดให้อัตราไหล 12 ลูกบาศก์เมตรต่อชั่วโมง (0.0033 ลูกบาศก์เมตรต่อวินาที) และเฮด 23 เมตร เครื่องสูบน้ำทำงานที่ความเร็วรอบ 2,850 รอบต่อนาที เมื่อคำนวณพลศาสตร์ของไหลเพื่อจำลองการไหล เพื่อให้ได้อัตราไหล 12 ลูกบาศก์เมตรต่อชั่วโมง จะต้องเปลี่ยนแปลงค่าความดันสถิตที่เงื่อนไขขอบที่ปลายท่อทางออกของช่องทางน้ำออกเพื่อคงอัตราไหลตามที่กำหนดไว้ หลังจากคำนวณพลศาสตร์ของไหลด้วยโปรแกรม Fluent ปรากฏว่าได้ค่าเฮดแตกต่างกัน ซึ่งเป็นผลมาจากรูปทรงของโวลูตที่ได้ปรับเปลี่ยนไป สามารถสรุปผลการคำนวณพลศาสตร์ของไหล ได้ค่าอัตราไหลและเฮดดังแสดงในตารางที่ 5-4

ตารางที่ 5-4 ผลการคำนวณพลศาสตร์ของไหลของเครื่องสูบน้ำที่มีรูปทรงโวลูตแตกต่างกัน

กรณี	อัตราไหล (ลบ.ม.ต่อชั่วโมง)	เฮด (เมตร)	แรงบิด (นิวตัน-เมตร)	ความเร็วรอบ (รอบต่อนาที)	กำลัง	
					(วัตต์)	(แรงม้า)
เพิ่มพื้นที่หน้าตัด 1.1 เท่า	12	22.35	3.29	2,850	983	1.32
เพิ่มพื้นที่หน้าตัด 1.2 เท่า	12	22.48	3.29	2,850	981	1.31
เพิ่มพื้นที่หน้าตัด 1.3 เท่า	12	22.66	3.06	2,850	915	1.23
เพิ่มพื้นที่หน้าตัด 1.4 เท่า	12	22.58	3.04	2,850	907	1.22
ตำแหน่งลิ้นโวลูตที่ 3 องศา	12	22.02	3.12	2,850	932	1.25
ตำแหน่งลิ้นโวลูตที่ 5 องศา	12	22.36	3.12	2,850	931	1.25
รูปทรงเบื้องต้น (7 องศา)	12	22.51	3.11	2,850	929	1.24
ตำแหน่งลิ้นโวลูตที่ 9 องศา	12	22.63	3.10	2,850	925	1.24
ตำแหน่งลิ้นโวลูตที่ 11 องศา	12	22.28	3.09	2,850	921	1.24

5.3.3.1 การปรับเปลี่ยนรูปทรงโวลูตโดยการเพิ่มพื้นที่หน้าตัดเป็น 1.1 1.2 1.3 และ 1.4 เท่าของพื้นที่หน้าตัดโวลูตที่ได้ออกแบบในเบื้องต้น พบว่าการกระจายความดันภายในเครื่องสูบน้ำในแต่ละกรณีมีลักษณะไม่แตกต่างกันดังแสดงในภาพที่ 5-16 เมื่อกำหนดให้อัตราไหลเท่ากัน ค่าเฮดที่คำนวณได้มีค่าแตกต่างกันเล็กน้อย โดยกรณีพื้นที่หน้าตัด 1.3 เท่า จะได้ค่าเฮดสูงกว่ากรณีอื่นๆ การเพิ่มพื้นที่หน้าตัดของโวลูตมีผลต่อสนามความเร็วดังแสดงในภาพที่ 5-17 พบว่าเมื่ออัตราการเพิ่มพื้นที่หน้าตัดมากขึ้นจะทำให้ความเร็วที่บริเวณหลังจากลิ้นโวลูตมีค่าลดลงอย่างรวดเร็ว การลดความเร็วส่งผลทำให้การไหลวนที่ตำแหน่งหลังลิ้นโวลูตลดลง และตำแหน่งการไหลวนจะเลื่อนออกห่างจากลิ้นโวลูตไปด้านทางออกของโวลูต โดยกรณี

พื้นที่หน้าตัด 1.4 เทา พบว่าตำแหน่งการไหลวนจะเลื่อนไปอยู่ที่ปลายทางออกโวลูต ดังแสดงในภาพที่ 5-21



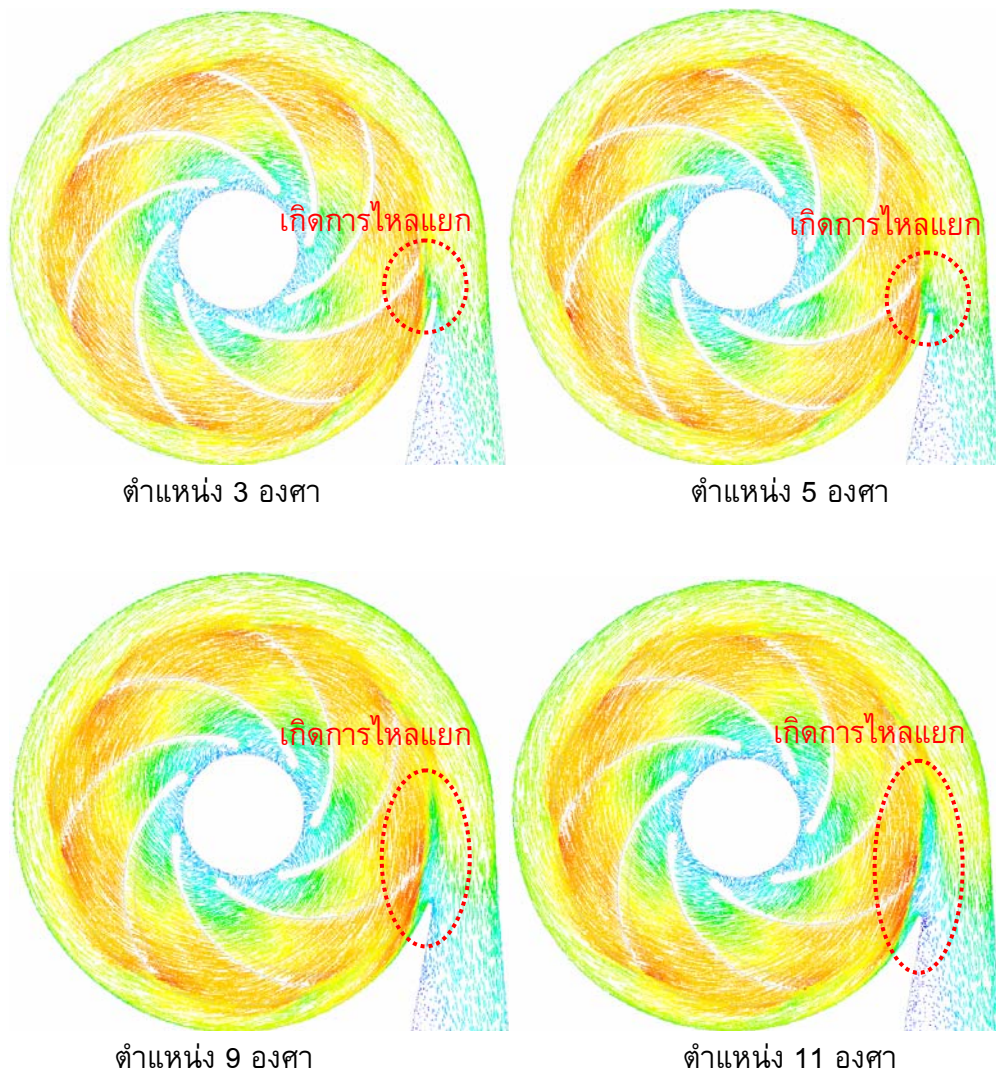
ภาพที่ 5-21 ตำแหน่งการไหลวนกรณีเพิ่มพื้นที่หน้าตัดโวลูต

5.3.3.2 การปรับเปลี่ยนรูปทรงโวลูตโดยการเปลี่ยนตำแหน่งล้นโวลูต พบว่าการกระจายความดันภายในใบพัดและโวลูตของแต่ละกรณีมีลักษณะไม่แตกต่างกันดังแสดงในภาพที่ 5-22 แต่จะแตกต่างอย่างชัดเจนบริเวณตำแหน่งล้นโวลูตและทางออกโวลูต เมื่อเพิ่มมุมโวลูตมากขึ้นทำให้พื้นที่หน้าตัดบริเวณล้นโวลูตเพิ่มขึ้นด้วย ส่งผลให้กระบวนการตีฟิวชันที่เปลี่ยนพลังงานจลน์เป็นความดันเกิดได้รวดเร็วมากขึ้นจึงทำให้ความดันบริเวณนี้สูงขึ้นอย่างรวดเร็ว นอกจากนี้การเปลี่ยนตำแหน่งล้นโวลูตมีผลต่อสนามการไหลดังแสดงในภาพที่ 5-23 พบว่าเมื่อ

เพิ่มมุมโวลูตจะทำให้ความเร็วที่ตำแหน่งก่อนถึงลิ้นโวลูตเกิดการไหลแยกมากขึ้น ซึ่งเป็นผลมาจากความดันที่สูงขึ้น



ภาพที่ 5-22 การกระจายความดันกรณีเปลี่ยนตำแหน่งลิ้นโวลูต



ภาพที่ 5-23 ตำแหน่งการไหลแยกบริเวณลิ้นโวลูต

บทที่ 6

บทสรุปและข้อเสนอแนะ

6.1 บทสรุป

งานวิจัยนี้ศึกษาถึงการออกแบบและวิเคราะห์การไหลภายในเครื่องสูบน้ำขนาดเล็กแบบ หอยโข่ง โดยใช้การคำนวณพลศาสตร์ของไหลช่วยจำลองการไหลที่เกิดขึ้นภายในเครื่องสูบน้ำ นำผลการจำลองที่ได้มาวิเคราะห์ถึงรูปแบบและเสถียรภาพของการไหลที่เกิดขึ้น ซึ่งจะช่วยในการปรับเปลี่ยนรูปทรงเพื่อให้เครื่องสูบน้ำมีสมรรถนะตามที่กำหนดภายใต้เงื่อนไขประสิทธิภาพการทำงานที่เหมาะสมที่สุดในสภาวะการใช้งานนั้น การออกแบบเริ่มต้นจากกำหนดคุณลักษณะ และสมรรถนะของเครื่องสูบน้ำให้มีอัตราไหล 12 ลูกบาศก์เมตรต่อชั่วโมง มีเฮดสูงสุดไม่เกิน 23 เมตรน้ำ ทำงานที่ความเร็วรอบ 2,850 รอบต่อนาที แล้วคำนวณรูปทรงเบื้องต้นของเครื่องสูบน้ำ ได้แก่ ช่องทางน้ำเข้า ใบพัด ตัวเรือนสูบแบบหอยโข่งและช่องทางน้ำออก นำขนาดรูปทรงเบื้องต้นที่คำนวณได้มาเขียนแบบสามมิติ โดยสนใจในส่วนของปริมาตรของไหลภายในของเครื่องสูบน้ำ หลังจากนั้นสร้างเมชและกำหนดเงื่อนไขขอบของปัญหา โดยกำหนดเงื่อนไขขอบทางเข้าของช่องทางน้ำเข้ามีค่าความดันสถิตคงที่เท่ากับค่าความดันบรรยากาศและเงื่อนไขขอบทางออกของช่องทางน้ำออกมีค่าความดันสถิตคงที่ นำแบบจำลองไปคำนวณพลศาสตร์ของไหล ด้วยโปรแกรม Fluent เลือกใช้แบบจำลองความปั่นป่วน $k-\epsilon$ และแบบจำลองความปั่นป่วน $k-\omega$ คำนวณตามทฤษฎี MRF มีการกำหนดเงื่อนไขการเข้าสู่ค่าตอบ คือ เมื่ออัตราการไหลที่ตำแหน่งทางเข้าใบพัดและที่ทางออกโวลูตมีค่าคงที่และค่าเท่ากัน และกำหนด Residual ของการคำนวณค่าต่างๆ น้อยกว่า 1×10^{-5} ในการคำนวณมีการเปลี่ยนแปลงค่าความดันที่ทางออกเพื่อควบคุมให้ได้อัตราไหลตามที่ต้องการ

ในส่วนแรกของงานวิจัยได้ทำการตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลองที่จะใช้ในการคำนวณพลศาสตร์ของไหลในงานวิจัยนี้ ด้วยการจำลองเพื่อเปรียบเทียบกับงานวิจัยของ Dick โดยสร้างรูปทรงเครื่องสูบน้ำตามข้อกำหนดที่ระบุไว้ในงานวิจัยของ Dick แต่มีข้อแตกต่างของรูปทรงใบพัดที่สร้างขึ้นเพื่อจำลองเปรียบเทียบคือ ใบพัดที่สร้างขึ้นมีลักษณะเป็นเส้นโค้งรัศมีเดียวแตกต่างจากงานวิจัยของ Dick ที่เป็นเส้นโค้งใบพัดแบบ Logarithmic Spiral หลังจากสร้างเมชและกำหนดเงื่อนไขขอบ สำหรับการกำหนดเงื่อนไขขอบที่ทางออกของเครื่องสูบน้ำมีการกำหนดเหมือนกันคือมีค่าความดันสถิตคงที่ เงื่อนไขขอบที่ทางเข้ามีการกำหนดแตกต่างกันโดยการจำลองเพื่อเปรียบเทียบกำหนดให้มีค่าความดันสถิตคงที่ แต่งานวิจัยของ Dick กำหนดให้มีค่าอัตราไหลคงที่ เมื่อคำนวณพลศาสตร์ของไหลโดยเลือกใช้แบบจำลองความปั่นป่วน $k-\epsilon$

ผลลัพธ์ที่ได้มีค่าใกล้เคียงกับผลการคำนวณในงานวิจัยของ Dick แต่ค่าเฮดที่ได้จากการจำลองเพื่อเปรียบเทียบจะมีค่าน้อยกว่าค่าเฮดจากงานวิจัยของ Dick ซึ่งเป็นผลจากรูปทรงของเส้นโค้งใบพัด จากผลการจำลองเพื่อเปรียบเทียบทำให้สามารถยืนยันได้ว่าแบบจำลองที่จะใช้ในงานวิจัยนี้สามารถให้ผลการจำลองที่ถูกต้อง

งานวิจัยส่วนที่สองเป็นการคำนวณพลศาสตร์ของไหลเพื่อจำลองการไหลในเครื่องสูบน้ำรูปทรงเบื้องต้น ได้ผลการกระจายความดันและสนามการไหลที่เกิดขึ้น จากผลลัพธ์ดังกล่าวได้มีการตรวจสอบย้อนกลับไปยังค่าที่กำหนดในการออกแบบเกี่ยวกับจำนวนกลีบใบพัด โดยทดลองปรับเปลี่ยนจำนวนกลีบใบพัดแล้วคำนวณพลศาสตร์ของไหลซ้ำ พบว่าจำนวนกลีบใบพัด 7 หรือ 8 ใบ นั้นมีความเหมาะสมสำหรับเครื่องสูบน้ำที่มีสมรรถนะตามที่กำหนด นอกจากนี้มีการตรวจสอบถึงคุณลักษณะของโวลูตที่ออกแบบตามหลักการความเร็วเฉลี่ยของทุกหน้าตัดมีค่าคงที่ โดยกำหนดให้มีค่าความเร็วเฉลี่ยบนหน้าตัดเท่ากับ 9.77 เมตรต่อวินาที เมื่อคำนวณพลศาสตร์แล้วพบว่าผลลัพธ์ค่าความเร็วเฉลี่ยบนหน้าตัดของโวลูตมีค่าใกล้เคียงกับค่าออกแบบ

งานวิจัยในส่วนสุดท้ายเป็นการศึกษาอิทธิพลของรูปทรงของโวลูตที่มีผลต่อลักษณะการไหลภายในเครื่องสูบน้ำ มีการเปลี่ยนแปลงรูปทรงของโวลูต 2 ลักษณะคือการเพิ่มพื้นที่หน้าตัดของโวลูตและการเปลี่ยนแปลงตำแหน่งของลิ้นโวลูต พบว่าการเพิ่มพื้นที่หน้าตัดของโวลูตมีผลกระทบต่อการกระจายความดันภายในเครื่องสูบน้ำไม่มากนัก แต่มีผลต่อสนามความเร็วที่เกิดขึ้นภายในเครื่องสูบน้ำ โดยการเพิ่มพื้นที่หน้าตัดของโวลูตจะทำให้ความเร็วที่ตำแหน่งหลังจากลิ้นโวลูตมีค่าลดลงอย่างรวดเร็ว การลดความเร็วส่งผลทำให้การไหลวนที่ตำแหน่งหลังลิ้นโวลูตลดน้อยลงด้วยและตำแหน่งการไหลวนจะเลื่อนห่างจากลิ้นโวลูตออกไป สำหรับการเปลี่ยนแปลงตำแหน่งลิ้นโวลูต พบว่ามีผลต่อการกระจายความดันบริเวณตำแหน่งลิ้นโวลูตและทางออกโวลูต เมื่อเพิ่มมุมโวลูตมากขึ้นจะทำให้พื้นที่หน้าตัดบริเวณลิ้นโวลูตเพิ่มขึ้นด้วย ส่งผลให้ค่าความดันเพิ่มสูงขึ้นอย่างรวดเร็ว นอกจากนี้การเพิ่มมุมโวลูตจะทำให้ความเร็วที่ตำแหน่งก่อนถึงลิ้นโวลูตเกิดการไหลแยกมากขึ้น ซึ่งเป็นผลมาจากความดันที่สูงขึ้น

หลังจากที่ได้ออกแบบรูปทรงเบื้องต้นของเครื่องสูบน้ำ จำลองการไหลและศึกษาถึงผลของการเปลี่ยนรูปทรงช่องทางไหลภายในเครื่องสูบน้ำ ทำให้ได้แนวความคิดการออกแบบและนำการคำนวณพลศาสตร์ของไหลมาช่วยปรับปรุงรูปทรงของเครื่องสูบน้ำเพื่อให้เกิดรูปแบบการไหลที่เหมาะสมที่ทำให้เครื่องสูบน้ำมีประสิทธิภาพสูงสุดและมีสมรรถนะตามที่ต้องการ ซึ่งวิธีการดังกล่าวจะช่วยให้สามารถออกแบบเครื่องสูบน้ำได้สะดวกขึ้นและยังเป็นพื้นฐานสำหรับพัฒนาเครื่องสูบน้ำแบบหอยโข่งต่อไป

6.2 ข้อเสนอแนะ

6.2.1 เพื่อให้ได้ผลคำนวณพลศาสตร์ของไหลถูกต้องแม่นยำ ควรเลือกใช้คอมพิวเตอร์ที่มีหน่วยประมวลผลที่มีความเร็วสูงและมีหน่วยความจำสำรองสูง จะทำให้สามารถสร้างเมชได้ละเอียดยิ่งขึ้นและลดระยะเวลาในการคำนวณ

6.2.2 ควรปรับเปลี่ยนเส้นโค้งใบพัดให้มีความใกล้เคียงกับ Logarithmic Spiral หรือเขียนเส้นโค้งใบพัดด้วยเส้นโค้งที่ประกอบด้วยหลายรัศมี จะให้ผลของการส่งถ่ายพลังงานจลน์ในใบพัดได้ดีกว่าเส้นโค้งใบพัดรัศมีเดียว

6.2.3 ควรมีการศึกษาเพิ่มเติมเกี่ยวกับการออกแบบรูปทรงของโวลูตที่มีพื้นที่หน้าตัดเป็นรูปทรงอื่นๆ นอกเหนือจากหน้าตัดแบบสี่เหลี่ยมคางหมู เนื่องจากในกระบวนการผลิตเครื่องสูบน้ำในภาคอุตสาหกรรมจะมีความยุ่งยากและเสียค่าใช้จ่ายสูงที่จะทำให้โวลูตมีพื้นที่หน้าตัดแบบสี่เหลี่ยมคางหมู

6.2.4 ควรมีการศึกษาเพิ่มเติมเกี่ยวกับการสร้างเมชแบบอื่นๆ ที่ให้ผลถูกต้องแม่นยำ และสามารถคำนวณได้รวดเร็วกว่าการสร้างเมชแบบ Tetrahedral

เอกสารอ้างอิง

1. Dick, E., et al. "Performance Prediction of Centrifugal Pumps with CFD-tools." TASK Quarterly. 5 (2001) : 579-594.
2. Blanco-Marigorta, E. "Numerical Flow Simulation in a Centrifugal Pump with Impeller-Volute Interaction." ASME 2000 Fluids Engineering Division Summer Meeting. (11-15 June 2000) : 1-6.
3. Gonzalez, J., et al. "Unsteady Radial Force on The Impeller of a Centrifugal Pump with Radial Gap Variation." 4th ASME-JSME Joint Fluids Engineering Conference. (6-10 July 2003) : 1-9.
4. Chan, W. K., Wong, Y. W. and Hu, W. "Design Considerations of Volute Geometry of a Centrifugal." Artificial Organs. 29 (2005) : 937-948.
5. Majidi, K., "Numerical Study of Unsteady Flow in a Centrifugal Pump." Journal of Turbomachine. 127 (April 2005) : 363-371.
6. Fluent Inc. Fluent 5.0 User's Guide. Lebanon : Centerra Resouce Park, Cavendish Court, 1998.
7. ชำรง เปรมปรีดิ์ และดำรงศักดิ์ มลิลลา. เครื่องสูบน้ำ : การออกแบบ การใช้งาน และการบำรุงรักษา. พิมพ์ครั้งที่ 2. กรุงเทพมหานคร : วิศวกรรมสถานแห่งประเทศไทย, 2534.
8. Stepanoff, A. J. Centrifugal and axial flow pumps : theory, design and application. 2nd ed. USA : John Wiley & Sons Inc, 1957.
9. Turton, R. K. Rotodynamic Pump Design. 1st ed. Great Britain : Cambridge University Press, 1994.
10. Addison, H. Centrifugal and Other Rotodynamics Pump. London : Chapman & Hall, 1966.
11. Tuzon, J. Centrifugal Pump Design. New York : John Wiley & Sons Inc, 2000.
12. Round, G. F. Incompressible Flow Turbomachines. USA : Elsevier Butterworth - Heinemann, 2004.
13. Yedidiah, S. Centrifugal pump user's guidbook problems and solutions. London : Chapman&Hall, 1996.

ประวัติผู้วิจัย

ชื่อ : นายนพพงศ์ ศรีตระกูล
 ชื่อวิทยานิพนธ์ : การออกแบบและวิเคราะห์การไหลภายในเครื่องสูบน้ำขนาดเล็กแบบ
 หอยโข่งด้วยการคำนวณพลศาสตร์ของไหล
 สาขาวิชา : วิศวกรรมเครื่องกล

ประวัติ

ประวัติส่วนตัว เกิดวันที่ 24 มกราคม พ.ศ. 2520 ที่จังหวัดมุกดาหาร

ประวัติการศึกษา จบชั้นมัธยมศึกษาตอนต้นที่โรงเรียนขอนแก่นวิทยายน จังหวัดขอนแก่น ในปีพ.ศ. 2535 ศึกษาต่อในระดับชั้นมัธยมศึกษาปีที่ 4 และ 5 จึงสอบเทียบระดับมัธยมศึกษาตอนปลายได้ในปีพ.ศ. 2536 เข้าศึกษาต่อในระดับปริญญาตรี หลักสูตรวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่ สำเร็จการศึกษาในปี พ.ศ. 2541

ประวัติการทำงาน ปีพ.ศ. 2541 - 2542 เป็นผู้ช่วยสอนวิชา Mechanic of Machinery วิชา Engineering Control และวิชาเขียนแบบ ที่คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่และร่วมจัดทำคู่มือการใช้งานโปรแกรม Solid Work 2000 ในระหว่างเดือน พ.ย.2544 - เม.ย.2545 เป็นวิศวกรควบคุมงานโครงการปรับปรุงงานระบบของห้างสรรพสินค้าบิ๊กซีสาขาเชียงใหม่ ในปี พ.ศ. 2547 – ปัจจุบัน เป็นผู้ช่วยนักวิจัยในโครงการศึกษาและวิจัยเพื่อพัฒนาเครื่องผลิตไฟฟ้าพลังน้ำขนาดเล็ก ของฝ่ายก่อสร้างพลังน้ำ การไฟฟ้าฝ่ายผลิตแห่งประเทศไทย ปัจจุบันเป็นอาจารย์สอนที่ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์และเทคโนโลยีอุตสาหกรรม มหาวิทยาลัยศิลปากร วิทยาเขตพระราชวังสนามจันทร์ จังหวัดนครปฐม

สถานที่ติดต่อ บ้านเลขที่ 48-50 ซ.นานาภรณ์ ถนนวิทยุราชวงศ์ ตำบลในเมือง อำเภอเมือง จังหวัดยโสธร 35000 โทรศัพท์ 0-4571-2724 อีเมลล์ n_pp_ng@yahoo.com