อภินันทนาการ

สำนักหอสมุด

การศึกษาหาวิธีปรับปรุงสมรรถนะของเครื่องสูบน้ำแบบแรงเหวี่ยงหนีศูนย์ทำงานแบบกังหันน้ำด้วยการวิเคราะห์แบบพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ

(An investigation of the performance improvement method of Pump as Turbine using CFD analysis)

นางสาวฐาพิมล มาทอง รหัส 55363032

นายศักดิ์รพี มีมาก รหัส 55363568

นายอาทิตย์ โพธิ์วัน รหัส 55363698

สำนักหอสมุด มหาวิทยาลัยนเรศวร

วันลงทะเบียน 5 มิ.ย. 2558

เลขทะเบียน 1 9196491

เลขเรียกหนังสือ ปร

ปี 3ก/ก

2558

ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยนเรศวร

ปีการศึกษา 2558

ใบรับรองปริญญานิพนธ์

ชื่อหัวข้อโครงงาน การศึกษาหาวิธีปรับปรุงสมรรถนะของเครื่องสูบน้ำแบบแรงเหวี่ยงหนีศูนย์ทำงานแบบกังหันน้ำด้วยการวิเคราะห์แบบพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ

ผู้ดำเนินโครงงาน
นางสาวฐาพิมล มาทอง รหัส 55363032
นายศักดิ์รพี มีมาก รหัส 55363568
นายอาทิตย์ โพธิ์วัน รหัส 55363698

ที่ปรึกษาโครงงาน ผศ.ดร. ขวัญชัย ไกรทอง
สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล
ภาควิชา วิศวกรรมเครื่องกล
ปีการศึกษา 2558

.....

คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยนเรศวร อนุมัติให้ปริญญานิพนธ์ฉบับนี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

.....ที่ปรึกษาโครงงาน
(ผศ.ดร. ขวัญชัย ไกรทอง)

.....กรรมการ
(ผศ.ดร. นินนาท ราชประดิษฐ์)

.....กรรมการ
(ผศ.ดร. อนันต์ชัย อยู่แก้ว)

ชื่อหัวข้อโครงงาน	การศึกษาหาวิธีปรับปรุงสมรรถนะของเครื่องสูบน้ำแบบแรงเหวี่ยงหนีศูนย์ทำงานแบบกังหันน้ำด้วยการวิเคราะห์แบบพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ
ผู้ดำเนินโครงงาน	นางสาวฐาพิมล มาทอง รหัส 55363032
	นายศักดิ์รพี มีมาก รหัส 55363568
	นายอาทิตย์ โพธิ์วัน รหัส 55363698
ที่ปรึกษาโครงงาน	ผศ.ดร. ชวัญชัย ไกรทอง
สาขาวิชา	วิศวกรรมเครื่องกล
ภาควิชา	วิศวกรรมเครื่องกล
ปีการศึกษา	2558

.....

บทคัดย่อ

โครงการวิจัยทำการปรับปรุงประสิทธิภาพเครื่องสูบน้ำแบบแรงเหวี่ยงหนีศูนย์ทำงานแบบกังหันน้ำโดยใช้พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณสำหรับการผลิตกระแสไฟฟ้า 1 กิโลวัตต์ การดัดแปลงเครื่องสูบน้ำแบบแรงเหวี่ยงหนีศูนย์ทำงานแบบกังหันน้ำด้วยวิธีการตัดปลายใบพัด การเพิ่มใบพัดปรับทิศทางการไหล และการรวมกันของทั้งสองวิธีถูกนำมาวิเคราะห์ด้วยโปรแกรมพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ ANSYS CFX เพื่อทำนายกำลังที่เพลาและประสิทธิภาพ ที่ซึ่งในการจำลองการไหลกำหนดอัตราการไหลของน้ำที่เข้ากังหันเท่ากับ 17.4 ลูกบาศก์เมตรต่อวินาที และหัวน้ำเท่ากับ 13.9 เมตร

จากการจำลองการไหลด้วยการคำนวณเชิงตัวเลข เครื่องสูบน้ำแบบแรงเหวี่ยงหนีศูนย์ทำงานแบบกังหันน้ำโดยใช้ใบพัดแบบปกติได้ประสิทธิภาพเท่ากับ 38.97 % และกำลังที่เพลาเท่ากับ 0.927 กิโลวัตต์ เมื่อทำการเพิ่มประสิทธิภาพโดยการตัดปลายใบพัดพบว่าค่าประสิทธิภาพเพิ่มขึ้น 16.47 % และกำลังที่เพลาเพิ่มขึ้น 0.392 กิโลวัตต์ เนื่องมาจากการตัดปลายใบพัดไปลดการหมุนวนของน้ำในช่องการไหลระหว่างใบพัด ส่วนการเพิ่มใบพัดปรับทิศทางการไหลทำให้ค่าประสิทธิภาพเพิ่มขึ้น 12.61 % และกำลังที่เพลาเพิ่มขึ้น 0.3 กิโลวัตต์ ซึ่งเป็นเพราะมีความราบเรียบของการไหลของน้ำในช่องน้ำระหว่างใบพัด แต่เมื่อนำทั้ง 2 วิธีมารวมกันคือ การรวมกันระหว่างการตัดปลายใบพัดและการเพิ่มใบพัดปรับทิศทางการไหล ได้ประสิทธิภาพเพิ่มขึ้นมากที่สุดคือเพิ่มขึ้น 18.38 % และกำลังที่เพลาเพิ่มขึ้น 0.437 กิโลวัตต์

Project title	An investigation of the performance improvement method of Pump as Turbine using CFD analysis		
Name	Miss Thaphimol	Mathong	ID. 55363032
	Mr. Sakrapee	Meemark	ID. 55363568
	Mr. Athit	Phowan	ID. 55363698
Project advisor	Asst.Prof.Dr.Kwanchai Kraitong		
Major	Mechanical Engineering		
Department	Mechanical Engineering		
Academic year	2015		

Abstract

This project aims to improve a centrifugal pump operating in a hydraulic turbine mode for producing 1 kWe using Computational Fluid Dynamics analysis. The performance improvement method such as cutting Impeller tip, adding splitter blades and both methods combined were implied to Computational Fluid Dynamics commercial software namely ANSYS CFX for obtaining the predicted shaft power and the predicted hydraulic efficiency at condition of the flow rate of 17.4 m^3/s and the net head of 13.9 m.

From the numerical flow simulation, the numerical results from Pump as Turbine (PAT) showed the predicted efficiency of 38.97%and the predicted shaft power of 0.927 kW. While the numerical simulation of PAT modified with cutting impeller tip produced the rise of the efficiency being 16.47 % and the increase in the shaft power being 0.392 kW. It was because of the reduce of vortex flow occurring within the flow channel between each blade. Another the performance improvement method, adding splitter blades, presented that the predicted efficiency increased 12.61 % and the predicted shaft power increased 0.3 kW due to the smooth flow making in the water flow channel between each blade. However, it was found that the maximum value of an increase in the efficiency was 18.38 % and the maximum value of the rise of the shaft power was 0.927 kW obtained from the numerical results of the combination between the modification with cutting impeller tip and adding the splitter blade.

กิตติกรรมประกาศ

โครงงานเรื่องการศึกษาหาวิธีปรับปรุงสมรรถนะของเครื่องสูบน้ำแบบแรงเหวี่ยงหนีศูนย์ทำงานแบบกังหันน้ำด้วยการวิเคราะห์แบบพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ นี้สำเร็จลุลวงไปได้ด้วยดี คณะผู้จัดทำโครงงานขอขอบพระคุณ ผศ.ดร.ขวัญชัย ไกรทอง อาจารย์ที่ปรึกษาโครงงาน คณะอาจารย์ภาควิชาเครื่องกล มหาวิทยาลัยนเรศวร ที่ให้คำแนะนำปรึกษา และเอื้อเฟื้อสถานที่และอุปกรณ์ในการทำโครงงานนี้ ทำให้โครงงานนี้สำเร็จไปได้ด้วยดี

คณะผู้ดำเนินโครงงานวิศวกรรม
นางสาวฐาพิมล มาทอง
นายศักดิ์รพี มีมาก
นายอาทิตย์ โพธิ์วัน
พฤษภาคม 2559

สารบัญ

ใบรับรองปริญญานิพนธ์ ..... ก
บทคัดย่อ ..... ข
Abstract ..... ค
กิตติกรรมประกาศ ..... ง
สารบัญ ..... จ
สารบัญ (ต่อ) ..... ฉ
สารบัญตาราง ..... ช
สารบัญรูปภาพ ..... ซ
สารบัญรูปภาพ (ต่อ) ..... ฌ
ลำดับสัญลักษณ์ ..... ญ

บทที่ 1 บทนำ 1
1.1 ที่มาและความสำคัญ 1
1.2 วัตถุประสงค์ของการศึกษา 3
1.3 ขอบเขตของโครงงาน 3
1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ 3
1.5 ขั้นตอนการดำเนินงาน 3
1.6 ระยะเวลาและแผนการดำเนินงาน 4
1.7 งบประมาณ 4

บทที่ 2 ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง 5
2.1 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง 5
2.2 หลักการและทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง 6
2.2.1 สามเหลี่ยมความเร็ว 6
2.2.2 เครื่องสูบน้ำแบบแรงเหวี่ยงหนีศูนย์ 8
2.2.3 การทำงานของเครื่องสูบน้ำในโหมดกังหัน 14
2.2.4 การเลือกเครื่องสูบน้ำเพื่อมาทำเป็นเครื่องสูบน้ำแบบแรงเหวี่ยงหนีศูนย์ทำงานแบบกังหันน้ำ 18
2.2.5 การทำนายสมรรถนะโดยวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ (Computational Fluid Dynamics) 19

บทที่ 3 วิธีทำการวิจัย 23
3.1 วัสดุอุปกรณ์ 23
3.2 วิธีดำเนินการวิจัย 23
3.2.1 การศึกษางานวิจัยและบทความ 23
3.2.2 การเลือกกังหันน้ำ 25

สารบัญ (ต่อ)

3.2.3 วัดค่าทางกายภาพของใบพัด....27
วัดค่าทางกายภาพของใบพัดของเครื่องสูบน้ำ....27
3.2.4 ปรับแต่งแบบจำลอง 3 มิติ ตามวิธีเพิ่มประสิทธิภาพที่เลือกไว้....27
3.2.5 ทำการจำลองของการไหลของกังหันน้ำ....29
ทำการจำลองของการไหลของกังหันน้ำ....29
3.2.6 วิเคราะห์ผลการทดลอง....29

บทที่ 4 ผลการวิจัย....30
4.1 ผลการจำลองการไหลของกังหันน้ำที่ดัดแปลงจากเครื่องสูบน้ำโดยใช้ใบพัดแบบปกติ....30
4.2 ผลการจำลองการไหลของกังหันน้ำที่ดัดแปลงจากเครื่องสูบน้ำหลังจากปรับแต่ง....32
4.2.1 การตัดมุมปลายใบพัด....32
4.2.2 การเพิ่มใบพัดปรับทิศทางการไหล....34
4.2.3 การรวมการตัดปลายใบพัดและการเพิ่มใบพัดปรับทิศทางการไหลเข้าด้วยกัน....35
4.3 เปรียบเทียบประสิทธิและกำลังที่เพลาสามารถผลิตกระแสไฟฟ้าได้แต่ละวิธี....36

บทที่ 5 สรุปผลการวิจัย....38
5.1 สรุปผลการปรับปรุงประสิทธิภาพเครื่องสูบน้ำแบบแรงเหวี่ยงหนีศูนย์ทำงานแบบกังหันน้ำ....38
5.2 ข้อเสนอแนะ....38

เอกสารอ้างอิง....39
เอกสารอ้างอิง (ต่อ)....40
ประวัติผู้ดำเนินโครงงาน....41

สารบัญตาราง

ตารางที่

1.1 การใช้พลังงานขั้นสุดท้ายจำแนกตามชนิดพลังงาน ม.ค. – ส.ค. 2558 1

1.2 การผลิตพลังงานจำแนกตามชนิดพลังงาน ม.ค. – ส.ค. 2558 1

1.3 การผลิตพลังงานไฟฟ้า 2

4.1 ข้อมูลทางกายภาพของใบพัด Calpeda N4 65/200 B 30

4.2 ผลลัพธ์ที่ได้จากการใช้พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณของใบพัดแบบปกติ 32

4.3 ผลลัพธ์ที่ได้จากการใช้พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ (Impeller tip) 33

4.4 ผลลัพธ์ที่ได้จากการใช้พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ (Splitter blade) 35

4.5 ผลลัพธ์ที่ได้จากการใช้พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณแบบรวม 36

4.6 เปรียบเทียบประสิทธิภาพและกำลังที่เพลาสามารถผลิตกระแสไฟฟ้าได้ของแต่ละวิธี 36

สารบัญรูปภาพ

รูปที่

2.1 การติดตั้งใบพัดสำหรับปรับทิศทางการไหล (Splitter blade) 6
2.2 การดัดแปลงใบพัดโดยการลบมุมที่ปลายใบพัด 6
2.3 แผนภาพสามเหลี่ยมความเร็ว 7
2.4 เครื่องสูบน้ำแบบแรงเหวี่ยงหนีศูนย์และทิศทางการไหลภายในเครื่องสูบน้ำ 8
2.5 ส่วนประกอบภายในเครื่องสูบน้ำแบบแรงเหวี่ยงหนีศูนย์ 9
2.6 เป็นสามเหลี่ยมความเร็วที่ทางออกของใบพัด 10
2.7 สามเหลี่ยมความเร็วที่ทางเข้าของใบพัด 10
2.8 ความกว้างที่ทางเข้าและออกของใบพัด 11
2.9 มุมของครีบใบพัดและทิศทางการหมุนของใบพัด 11
2.10 เวคเตอร์ความเร็วที่ทางเข้าใบพัด 12
2.11 เวคเตอร์ความเร็วที่ทางออกใบพัด 13
2.12 ทิศทางการหมุนและการไหลของเครื่องสูบน้ำที่ทำงานในโหมดกังหัน 14
2.13 สามเหลี่ยมความเร็วในการทำงานในโหมดเครื่องสูบน้ำ และการทำงานในโหมดกังหัน 15
2.14 การหามุมที่ของไหลออกจาก Throat และระยะพิตช์ (Pitch) สำหรับGuide Wheel, Volute หรือใบพัด (Runner) 15
2.15 สมรรถนะทางทฤษฎีและปฏิบัติในโหมดกังหัน 17
2.16 การสมดุลพลังงานของกังหัน 18
3.1 การปรับแต่งปลายใบพัด (Impeller tips) 24
3.2 การเพิ่มใบพัดสำหรับปรับทิศทางการไหล (Splitter blade) 24
3.3 เครื่องสูบน้ำยี่ห้อ Calpeda รุ่น N4 65/200 25
3.4 แผนภาพสมรรถนะของเครื่องสูบน้ำ N4 65/200 26
3.5 แบบจำลองใบพัดของเครื่องสูบน้ำ Calpeda รุ่น N4 65/200 B 27
3.6 แบบจำลองการปรับแต่งปลายใบพัด 28
3.7 แบบจำลองการเพิ่มใบพัดปรับทิศทางการไหล 28

สารบัญรูปภาพ (ต่อ)

รูปที่

3.8 แบบจำรองการปรับแต่งปลายใบพัดและเพิ่มใบพัดปรับทิศทางการไหล.....29

4.1 รูปร่างใบพัดแบบปกติ 31

4.2 แบบจำลองความเร็ว (ซ้าย) และความดัน (ขวา) ของใบพัดแบบปกติเมื่อทำงานเป็นกังหันน้ำ ...31

4.3 ใบพัดที่ผ่านการตัดปลายพัดลงครึ่งหนึ่งของความหนา.....33

4.4 แบบจำลองความเร็ว (ซ้าย) และความดัน (ขวา) ของใบพัดที่ตัดปลายใบพัดลงครึ่งหนึ่งของความหนา.....33

4.5 แบบจำลอง 3 มิติของใบพัดที่เพิ่มใบพัดปรับทิศทางการไหล 34

4.6 แบบจำลองความเร็ว (ซ้าย) และความดัน (ขวา) ของใบพัดที่เพิ่มใบพัดปรับทิศทางการไหล.....34

4.7 ใบพัดที่ถูกตัดปลายใบพัดและเพิ่มใบพัดปรับทิศทางการไหล.....35

4.8 แบบจำลองความเร็ว (ซ้าย) และความดัน (ขวา) ของใบพัดที่ถูกตัดปลายใบพัดและเพิ่มใบพัดปรับทิศทางการไหล 36

ลำดับสัญลักษณ์

สัญลักษณ์		หน่วย
A	พื้นที่	m^2
b	คือความกว้างของใบพัด	m
D	เส้นผ่านศูนย์กลางของใบพัด	m
g	แรงโน้มถ่วงของโลก	m^2/s
H	หัวน้ำ	m
P	กำลังที่ให้แก่ของไหล	w
Q	อัตราการไหล	m^3/s
T	แรงบิด	Nm
u	ความเร็วของใบพัด	m/s
V	ความเร็วสัมบูรณ์ของน้ำ	m/s
V_m	ความเร็วสัมบูรณ์ของน้ำในแนวรัศมี	m/s
V_r	ความเร็วของน้ำสัมพันธ์กับใบพัด	m/s
V_u	ความเร็วสัมบูรณ์ของน้ำในแนวสัมผัส	m/s
α	มุมของน้ำ	degree
β	มุมที่ใบพัดทำกับทิศของการเคลื่อนที่	degree
η	ประสิทธิภาพ	–
ρ	ความหนาแน่น	kg/m^3
ω	ความเร็วเชิงมุม	Radian

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ที่มาและความสำคัญ

ในปัจจุบันนี้พลังงานไฟฟ้าถือเป็นปัจจัยสำคัญในการดำรงชีวิต เพราะทุกวันนี้กิจกรรมต่างๆ ล้วนแต่ใช้พลังงานไฟฟ้าเกือบทั้งหมด เช่น การพัฒนาเศรษฐกิจ การพัฒนาอุตสาหกรรม การรักษาพยาบาล รวมทั้งการใช้ชีวิตประวันจำก็ยังมีการใช้ไฟฟ้า เป็นต้น การใช้พลังงานขั้นสุดท้ายของประเทศไทยในช่วง 8 เดือนของปี 2558 มีปริมาณ 52,790 พันตันเทียบเท่าน้ำมันดิบ เพิ่มขึ้นจากช่วงเดียวกันของปีก่อน ร้อยละ 3.2 คิดเป็นมูลค่าการใช้พลังงานรวมกว่า 719,533 ล้านบาท แต่การผลิตพลังงานมีปริมาณเพียง 52,119 พันตันเทียบเท่าน้ำมันดิบ ลดลงจากช่วงเดียวกันของปีก่อนร้อยละ 1.8 ดังแสดงในตารางที่ 1.1 และตารางที่ 1.2 [1]

ตารางที่ 1.1 การใช้พลังงานขั้นสุดท้ายจำแนกตามชนิดพลังงาน ม.ค. – ส.ค. 2558 [1]

การใช้พลังงานขั้นสุดท้าย จำแนกตามชนิดพลังงาน	ปริมาณ (พันตันเทียบเท่าน้ำมันดิบ)			อัตราการเปลี่ยนแปลง (ร้อยละ)	
	ม.ค.-ส.ค. 2556	ม.ค.-ส.ค. 2557	ม.ค.-ส.ค. 2558 P	ม.ค.-ส.ค. 2557	ม.ค.-ส.ค. 2558 P
การใช้พลังงานขั้นสุดท้าย (รวม)	50,707	51,134	52,790	0.8	3.2
● เชิงพาณิชย์	40,680	41,152	42,511	1.2	3.3
น้ำมันสำเร็จรูป	24,382	24,397	25,391	0.1	4.1
ไฟฟ้า	96,680	9,589	10,275	(0.9)	7.2
ถ่านหิน/ลิกไนต์	3,084	3,538	2,757	14.7	(22.1)
ก๊าซธรรมชาติ	3,534	3,628	4,088	2.7	12.7
● พลังงานหมุนเวียน *	4,311	4,212	4,239	(2.3)	0.6
● พลังงานหมุนเวียนดั้งเดิม	5,716	5,770	6,040	0.9	4.7

ตารางที่ 1.2 การผลิตพลังงานจำแนกตามชนิดพลังงาน ม.ค. – ส.ค. 2558 [1]

การผลิตพลังงาน	ปริมาณ (พันตันเทียบเท่าน้ำมันดิบ)			อัตราการเปลี่ยนแปลง (ร้อยละ)	
	ม.ค.-ส.ค. 2556	ม.ค.-ส.ค. 2557	ม.ค.-ส.ค. 2558 P	ม.ค.-ส.ค. 2557	ม.ค.-ส.ค. 2558 P
การผลิตพลังงาน (รวม)	47,842	53,066	52,119	10.9	(1.8)
● เชิงพาณิชย์	35,977	35,209	33,852	(2.1)	(3.9)
น้ำมันดิบ	4,964	4,567	4,830	(8.0)	5.8
ลิกไนต์	3,126	3,084	2,608	(1.3)	15.4
ก๊าซธรรมชาติ	24,485	24,300	23,183	(0.8)	(4.6)
ก๊าซธรรมชาติ	3,050	2,898	2,992	(5.0)	3.2
ไฟฟ้าพลังงานน้ำ และอื่นๆ *	352	360	239	2.3	(33.6)
● พลังงานหมุนเวียน และพลังงานอื่นๆ	5,725	8,281	8,651	44.6	4.5
● พลังงานหมุนเวียนดั้งเดิม	6,140	9,576	9,616	56.0	0.4

ประเทศไทยมีแหล่งน้ำตามธรรมชาติเป็นจำนวนมาก เช่น แม่น้ำ เขื่อน และน้ำตกต่างๆซึ่งสามารถนำมาผลิตเป็นพลังงานไฟฟ้าใช้ภายในประเทศ ที่ซึ่งในปี พ.ศ. 2557 สามารถผลิตไฟฟ้าจากพลังงานน้ำได้มากถึง 5141.09 ล้านกิโลวัตต์ชั่วโมง [1] ดังแสดงในตารางที่ 1.3

ตารางที่ 1.3 การผลิตพลังงานไฟฟ้า [2]

การผลิตพลังงานไฟฟ้า

หน่วย : ล้านกิโลวัตต์ชั่วโมง

ปี	พลังน้ำ	ความร้อน	ความร้อนร่วม	กังหันแก๊ส	ดีเซล	ซื้อ	อื่นๆ	รวมทั้งสิ้น
2550	7,960.62	32,146.45	24,762.91	901.32	1.23	81,150.32	2.64	146,925.49
2551	6,950.72	29,128.68	27,209.42	675.05	2.37	84,297.95	2	148,266.2
2552	6,941.71	23,463.69	33,164.46	306.77	1.44	81,403.53	4.7	145,286.31
2553	5,325.20	27,289.03	38,338.03	275.55	3.98	88,950.64	7.1	160,189.53
2554	7,912.97	24,996.71	37,211.11	338.34	0.28	88,496.04	7.85	158,963.3
2555	8,408.36	26,168.43	42,551.79	370.31	0.38	95,747.44	3.57	173,250.28
2556	5,390.33	25,732.64	40,531.46	453.21	0.78	101,421.51	5.52	173,535.45
2557	5,141.09	24,764.11	43,052.39	370.82	1.25	104,244.68	6.13	177,580.47

ถึงแม้ว่าประเทศไทยจะสามารถผลิตไฟฟ้าใช้เองได้แต่ก็ยังไม่เพียงพอจากข้อมูลของการไฟฟ้าฝ่ายผลิตของประเทศไทยนั้นมีความต้องการใช้ไฟฟ้าสูงสุดอยู่ที่ 30231 เมกะวัตต์ [3] ซึ่งได้มีการนำเข้าไฟฟ้าพลังน้ำ คิดเป็น 1.41% ของไฟฟ้าที่ใช้ทั้งหมด และมีการใช้พลังงานทดแทนประเภทพลังงานน้ำขนาดเล็กอีก 0.03% [4]

ดังนั้นกังหันน้ำที่ใช้ในการผลิตกระแสไฟฟ้า แบ่งเป็น 2 ประเภทตามหลักการทำงาน คือ กังหันแบบรีแอกชัน และกังหันแบบอิมพัลส์

- กังหันแบบรีแอคชัน ทำงานโดยใช้ความดันของน้ำที่ผ่านกังหันเปลี่ยนมาเป็นพลังงาน ส่วนใหญ่ถูกใช้งานในบริเวณที่หัวน้ำของน้ำต่ำ

- กังหันแบบอิมพัลส์ ทำงานโดยใช้หัวฉีดเปลี่ยนความเร็วของน้ำเพื่อสร้างโมเมนตัมในการหมุนใบพัด ส่วนใหญ่ถูกใช้งานในบริเวณที่หัวน้ำของน้ำสูง

เนื่องจากกังหันน้ำมีราคาที่ค่อนข้างสูง และการบำรุงรักษาค่อนข้างยุ่งยาก เครื่องสูบน้ำแรงเหวี่ยงหนีศูนย์ทำงานแบบกังหันน้ำจึงถูกคิดค้นขึ้นเพื่อลดต้นทุนในการผลิตกระแสไฟฟ้า ทั้งยังสามารถหาซื้อได้ง่าย ราคาไม่แพง สะดวกในการติดตั้งและเคลื่อนย้าย และง่ายต่อการซ่อมบำรุง หลักการทำงานของเครื่องสูบน้ำแบบแรงเหวี่ยงหนีศูนย์ทำงานเป็นกังหันน้ำ (Pump as Turbine) คือ การนำเครื่องสูบน้ำแบบแรงเหวี่ยงหนีศูนย์หรือเครื่องสูบน้ำแบบหอยโข่งทำงานแบบกังหันน้ำ โดยการสลับทางเข้าและทางออกของน้ำ เพื่อนำงานที่ได้ไปหมุนเพลาส่งกำลังไปยังเครื่องกำเนิดไฟฟ้า

การนำเครื่องสูบน้ำแบบแรงเหวี่ยงหนีศูนย์มาทำงานเป็นกังหันน้ำ จะได้ประสิทธิภาพเมื่อทำงานเป็นกังหันน้ำน้อยกว่าประสิทธิภาพตอนทำงานเป็นเครื่องสูบน้ำ เนื่องจากใบพัด (Impeller) ของเครื่องสูบน้ำมีลักษณะตรงข้ามกับใบกังหัน จึงมีมุมตกกระทบไม่เหมือนกัน ตามทฤษฎีสามเหลี่ยมความเร็วเมื่อมุมตกกระทบแตกต่างกันก็จะทำให้ประสิทธิภาพไม่เท่ากัน

1.2 วัตถุประสงค์ของการศึกษา

1.2.1เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำทำงานแบบกังหันน้ำโดยใช้การทำนายด้วยพลศาสตร์ซองไหลเชิงคำนวณ

1.3 ขอบเขตของโครงงาน

1.3.1เป็นการศึกษาผลของการเพิ่มประสิทธิภาพเครื่องสูบน้ำแบบแรงเหวี่ยงหนีศูนย์ทำงานแบบกังหันน้ำด้านการปรับแต่งเครื่องสูบน้ำโดยใช้พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ

1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1.4.1ได้วิธีเพิ่มประสิทธิภาพเครื่องสูบน้ำแบบแรงเหวี่ยงหนีศูนย์เมื่อทำงานเป็นกังหันน้ำ ซึ่งวิเคราะห์โดยใช้พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ

1.5 ขั้นตอนการดำเนินงาน

1.5.1 ศึกษาหลักการและทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

1.5.2 เขียนแบบใบพัดที่ใช้ในการวิจัยและทำการทดสอบโดยใช้พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ

1.5.3 ทดสอบวิธีเพิ่มประสิทธิภาพทั้งหมดโดยใช้พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ

1.5.4 เปรียบเทียบประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำแบบแรงเหวี่ยงหนีศูนย์ทำงานแบบกังหันน้ำเมื่อเพิ่มประสิทธิภาพด้วยวิธีต่างๆ กับประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำแบบแรงเหวี่ยงหนีศูนย์ทำงานแบบกังหันน้ำแบบปกติ

1.5.5 วิเคราะห์และสรุปผลที่ได้

1.5.6 จัดทำรูปเล่มปริญญานิพนธ์

1.6 ระยะเวลาและแผนการดำเนินงาน

กิจกรรม	2558						2559				
	ก.ค.	ส.ค.	ก.ย.	ต.ค.	พ.ย.	ธ.ค.	ม.ค.	ก.พ.	มี.ค.	เม.ย.	พ.ค.
1 ศึกษาหลักการและทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง											
2. เขียนแบบและทำการทดสอบ Impeller แบบปกติ											
3. ทดสอบวิธีเพิ่มประสิทธิภาพทั้งหมดโดยใช้พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ											
4. เปรียบเทียบประสิทธิภาพแบบเพิ่มประสิทธิภาพกับแบบปกติ											
5. วิเคราะห์และสรุปผลที่ได้											
6. จัดทำรูปเล่มปริญญานิพนธ์											

1.7 งบประมาณ

1.7.1 กระดาษ 500 บาท

1.7.2 จัดทำรูปเล่ม 2,000 บาท

1.7.3 ค่าอุปกรณ์อื่น 500 บาท

1.7.4 เครื่องสูบน้ำและใบพัดได้รับการสนับสนุนจากโครงการวิจัยการประยุกต์ใช้เครื่องสูบน้ำแบบแรงเหวี่ยงหนีศูนย์ทำงานแบบกังหันน้ำสำหรับระบบผลิตไฟฟ้าด้วยพลังงานน้ำขนาดจิ๋ว

1.7.5 โปรแกรม ANSYS CFX ได้รับการสนับสนุนจากหน่วยวิจัยเทคโนโลยีด้านวิศวกรรมความเที่ยงตรงและการแพทย์

บทที่ 2

ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

โครงงานนี้เป็นการศึกษาและวิเคราะห์วิธีการเพิ่มประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำที่ทำงานแบบกังหัน จึงมีการศึกษาถึงทฤษฎีที่เกี่ยวข้องทั้งลักษณะทางกายภาพของเครื่องสูบน้ำและกังหัน และงานวิจัยที่ศึกษาการนำเครื่องสูบน้ำมาทำงานแบบกังหัน

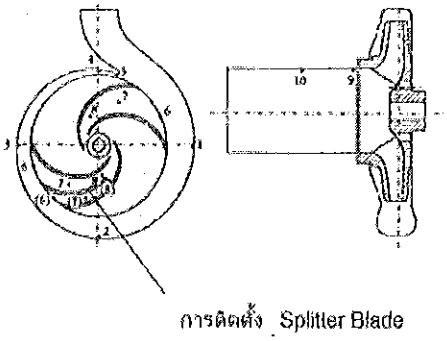
2.1 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

ในปัจจุบันได้มีงานวิจัยที่นำเครื่องสูบน้ำแบบแรงเหวี่ยงหนีศูนย์มาทำเป็นกังหันน้ำ แต่สิ่งที่พบคือประสิทธิภาพสูงสุดที่ได้เมื่อทำงานเป็นกังหันน้ำลดลงจากประสิทธิภาพสูงสุดเมื่อทำงานเป็นเครื่องสูบน้ำ จากงานวิจัยที่ผ่านมาพบว่าสามารถเพิ่มประสิทธิภาพได้โดยการปรับแต่งลักษณะทางกายภาพเครื่องสูบน้ำ [5] ซึ่งจากงานวิจัยของ Yang et al. [6] ที่ได้นำค่าประสิทธิภาพจากการทดลองนำเครื่องสูบน้ำแบบแรงเหวี่ยงหนีศูนย์มาทำงานแบบกังหันน้ำมาเทียบกับการทำนายโดยใช้พลศาสตร์ของไหล พบว่าประสิทธิภาพมีค่าใกล้เคียงกัน

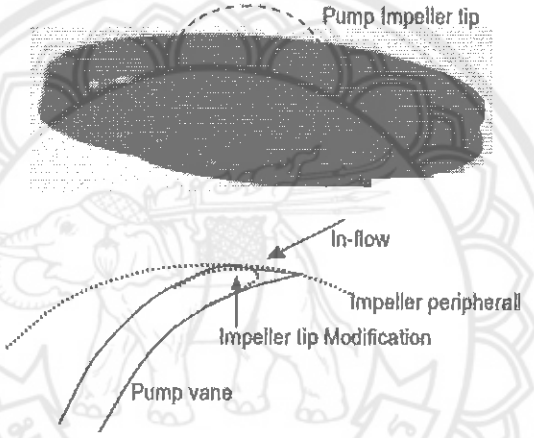
นอกจากนี้ Yang et al. [7] ได้ทำการศึกษาประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำเมื่อทำงานแบบกังหันน้ำโดยเพิ่มใบพัดสำหรับปรับทิศทางการไหล (Splitter blade) ที่ตัว ใบพัด ที่หมุน ดังรูปที่ 2.1 พบว่าประสิทธิภาพเพิ่มขึ้น 6.66% แต่หัวน้ำที่ทางเข้าจะลดลง ซึ่งได้นำค่าจากการทดลองเปรียบเทียบกับการทำนายโดยใช้พลศาสตร์ของไหลแล้วมีค่าใกล้เคียงกัน ทั้งยังทำการลดความหนาของใบพัด (Blade thickness) เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำแบบแรงเหวี่ยงหนีศูนย์ทำงานแบบกังหันน้ำโดยใช้โปรแกรม CFX ซึ่งเป็นการทำนายโดยใช้พลศาสตร์ของไหล พบว่าใบพัดที่มีความหนาน้อยจะมีประสิทธิภาพสูงกว่าใบพัดที่มีความหนามาก [8] และการหาประสิทธิภาพจากการเปลี่ยนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของใบพัดโดยใช้วิธีทดลองจริงเปรียบเทียบกับการใช้โปรแกรม CFX ให้ผลใกล้เคียงกันคือ ที่ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางใบพัดเท่ากับ 255 มิลลิเมตรซึ่งเป็นขนาดใบพัดที่ใหญ่ที่สุดในการทดลองนี้ มีประสิทธิภาพเพิ่มขึ้นมากที่สุดคือ 26.14% [9]

สังเกตได้ว่าลักษณะทางกายภาพของใบพัดมีผลต่อประสิทธิภาพ ทำให้การเพิ่มประสิทธิภาพส่วนใหญ่มักจะเกี่ยวกับการปรับปรุงใบพัด Suarda et al. [6] ได้ทำการตัดมุมปลายใบพัด (Impeller tip) ที่ทางเข้าลงครึ่งหนึ่งของความหนาใบพัด ดังรูปที่ 2.2 พบว่าประสิทธิภาพเพิ่มขึ้น 1.5% – 2% ส่วน Yang et al. [7] ศึกษาผลกระทบของมุมโค้งใบพัดโดยทำการทดลองจริงและโปรแกรม CFX ซึ่งใช้สมการของ 3D Navier-Stokes รูปแบบ k-ε ภายใต้การไหลแบบปั่นป่วน พบว่าการลดขนาดมุมโค้งใบพัดจะทำให้ประสิทธิภาพเพิ่มมากขึ้น นอกจากนี้ยังมี Patel et al. [8] ทดลองใช้ใบพัดคงที่

(Guide vane) ในรูปร่างของ NACA-4418 ซึ่งมีขนาดใบพัด 200 มิลลิเมตร พบว่าที่มุม 70^{o}สามารถเพิ่มประสิทธิภาพได้มากที่สุด



รูปที่ 2.1 การติดตั้งใบพัดสำหรับปรับทิศทางการไหล (Splitter blade) [7]



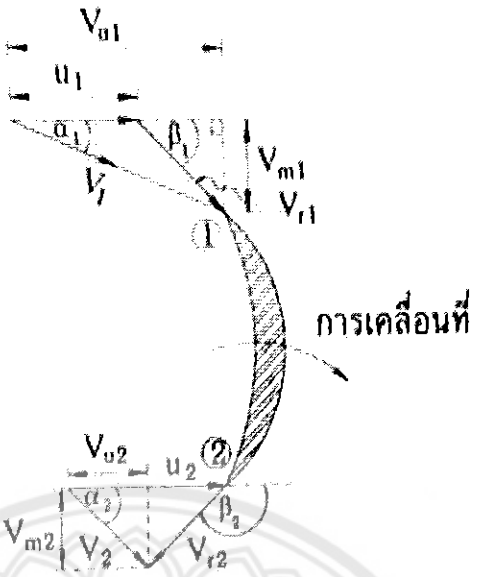
รูปที่ 2.2 การดัดแปลงใบพัดโดยการลบมุมที่ปลายใบพัด [8]

จากงานวิจัยที่ผ่านมาพบว่ามีการใช้วิธีเพิ่มประสิทธิภาพในแบบต่างๆกัน เพื่อให้ได้ประสิทธิภาพที่สูงขึ้นอีกโครงการวิจัยจึงมีแนวคิดที่จะนำวิธีเพิ่มประสิทธิภาพในหลายรูปแบบมาใช้สำหรับการปรับปรุงเครื่องสูบน้ำ เพื่อให้สามารถเพิ่มประสิทธิภาพได้มากขึ้นโดยใช้พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณในการทำนายสมรรถนะของกังหันน้ำ

2.2 หลักการและทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

2.2.1 สามเหลี่ยมความเร็ว

ในการศึกษาเกี่ยวกับเครื่องจักรกลของไหล ไม่ว่าจะเป็นเครื่องสูบน้ำ หรือกังหันสิ่งที่เป็นเครื่องมือสำคัญในการวิเคราะห์ คือ สามเหลี่ยมความเร็ว (Velocity triangle) ที่ทางเข้าและออกของใบพัด แสดงไว้ในรูปที่ 2.3



รูปที่ 2.3 แผนภาพสามเหลี่ยมความเร็ว [13]

โดยที่

V_1 คือ ความเร็วสัมบูรณ์ของน้ำที่ทางเข้าและทางออกของใบพัด (m/s)

u_1 คือ ความเร็วของใบพัดที่จุด 1และ 2 ตามลำดับ (m/s)

V_{r1} และ V_{r2} คือ ความเร็วของน้ำสัมพันธ์กับใบพัดที่จุด 1และ 2 ตามลำดับ (m/s)

β_1 และ β_2 คือ มุมที่ใบพัดทำกับทิศของการเคลื่อนที่ทางเข้าและทางออก

α_1 และ α_2 คือ มุมของน้ำเข้าและออกทำกับทิศการหมุน

α_1 คือ มุมของ guide vane ที่จุดปลายสุด

เนื่องจาก

$$\left.\begin{aligned}\vec{V}_{r1} &= \vec{V}_1 - \vec{u}_1 \\ \vec{V}_{r2} &= \vec{V}_2 - \vec{u}_2\end{aligned}\right\} \quad (1)$$

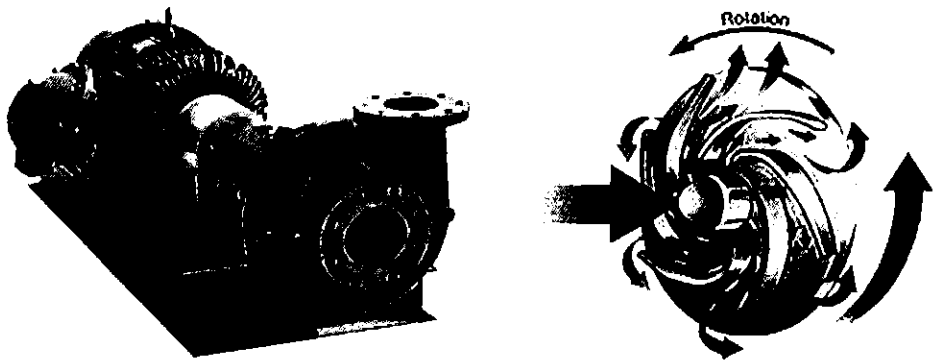
สามารถแตกความเร็ว V_1 และ V_2 ออกเป็นความเร็วย่อยในทิศของการหมุน (แนวสัมผัสคือ V_{u1} และ V_{u2}) และทิศในแนวรัศมี V_{m1} และ V_{m2}

$$V_{u1} = V_1 \cos\alpha_1 \text{ และ } V_{u2} = V_2 \cos\alpha_2 \quad (2)$$

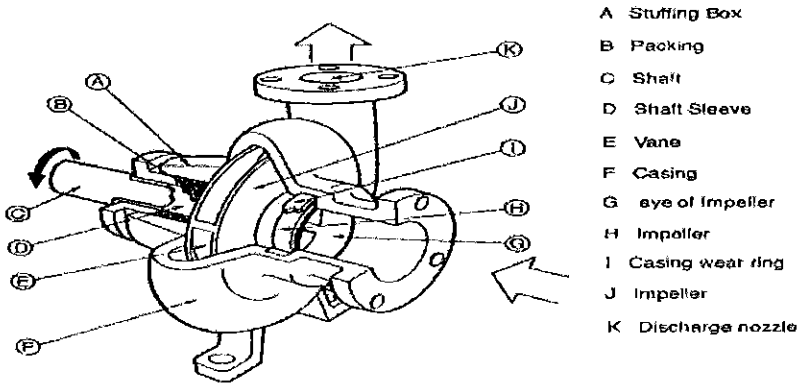
$$V_{m1} = V_1 \sin\alpha_1 \text{ และ } V_{m2} = V_2 \sin\alpha_2 \quad (3)$$

2.2.2 เครื่องสูบน้ำแบบแรงเหวี่ยงหนีศูนย์ (Centrifugal pump)

เครื่องสูบน้ำแบบแรงเหวี่ยงหนีศูนย์ (Centrifugal pump) เป็นเครื่องสูบน้ำชนิดหนึ่งที่นิยมใช้อย่างกว้างขวางตามบ้านเรือน เกษตรกรรม และอุตสาหกรรม หลักการทำงานของเครื่องสูบน้ำนี้ทำงานโดยอาศัยการหมุนของใบพัด ที่ได้รับการถ่ายเทกำลังจากเครื่องยนต์ต้นกำลังหรือมอเตอร์ไฟฟ้า เมื่อใบพัดหมุนพลังงานจากเครื่องต้นกำลัง จะถูกถ่ายเทโดยการผลักดันของครีบใบพัด (Vane) ต่อของเหลวที่อยู่รอบๆ ทำให้เกิดการไหลในแนวสัมผัสกับเส้นรอบวง (Tangential Flow) เมื่อมีการไหลในลักษณะดังกล่าว จะเกิดแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง (Centrifugal Force) และเป็นผลให้มีการไหลจากศูนย์กลางของใบพัดออกไปสู่แนวเส้นรอบวงทุกทิศทาง (Radial Flow) ดังรูปที่ 2.4 เมื่อน้ำถูกหมุนให้เกิดแรงหนีจุดศูนย์กลาง ความกดดันของน้ำจะมีค่ามากขึ้น เมื่ออยู่ห่างจากจุดศูนย์กลางของใบพัดมากขึ้น เมื่อความเร็วของใบพัดซึ่งหมุนอยู่ในภาชนะปิดมากพอ ความดันที่จุดศูนย์ก็จะต่ำกว่าความกดดันของบรรยากาศ ดังนั้นเครื่องสูบน้ำแบบอาศัยแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลางที่แท้จริงจึงมีทางให้ของเหลวเข้าหรือทางดูด (Suction Opening) อยู่ที่ศูนย์กลางใบพัด สำหรับของเหลวที่ถูกดูดเข้าทางศูนย์กลาง เมื่อถูกผลักดันออกไปด้วยแรงผลักดันของครีบใบพัดและแรงเหวี่ยงหนีจุดศูนย์กลาง ก็จะไหลออกมาตลอดแนวเส้นรอบวง ดังนั้นใบพัดจำเป็นต้องอยู่ในเรือนเครื่องสูบน้ำ (Casing) เพื่อทำหน้าที่รวบรวมและผลักดันของเหลวไปสู่ทางจ่าย (Discharge Opening) เพื่อต่อเข้ากับท่อส่งหรือระบบใช้งานต่อไป โดยเครื่องสูบน้ำแบบแรงเหวี่ยงหนีศูนย์มีส่วนประกอบต่างๆดังแสดงในรูปที่ 2.5



รูปที่ 2.4 เครื่องสูบน้ำแบบแรงเหวี่ยงหนีศูนย์และทิศทางการไหลภายในเครื่องสูบน้ำ [14]



รูปที่ 2.5 ส่วนประกอบภายในเครื่องสูบน้ำแบบแรงเหวี่ยงหนีศูนย์ [15]

ทฤษฎีพื้นฐานเครื่องสูบน้ำและสามเหลี่ยมความเร็วของเครื่องสูบน้ำสามารถแสดงได้ดังนี้

แรงบิด (Torque) สามารถคำนวณได้จากสมการ

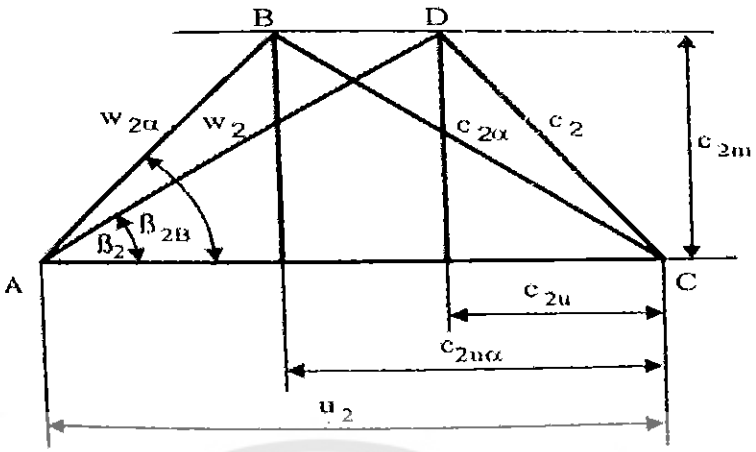
$$T_{La} = \rho Q_{La}(c_{2u}r_2 - C_{1u}r_1) \quad (4)$$

ที่ซึ่ง

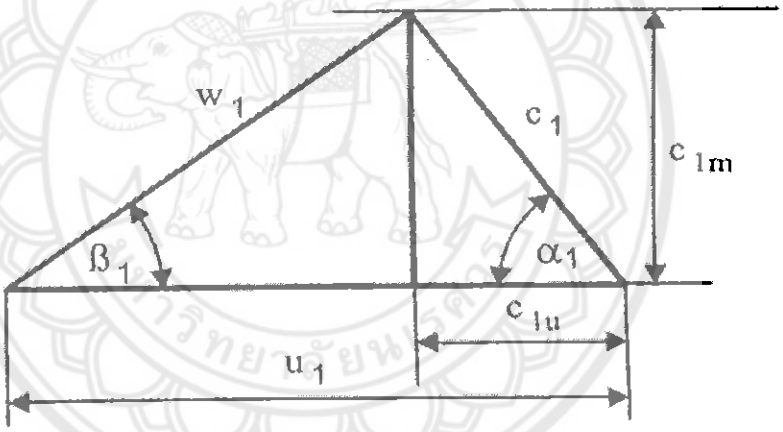
C_{2u} และ C_{1u} คือความเร็วจริงที่แตกออกมาอยู่ในทิศทางของความเร็วขอบ u ที่ทางออกและทางเข้าของครีบใบพัด

Q_{La} คือ อัตราการไหลทางทฤษฎี

r_2 และ r_1 คือ รัศมีทางออกและทางเข้าของใบพัด



รูปที่ 2.6 เป็นสามเหลี่ยมความเร็วที่ทางออกของใบพัด [15]



รูปที่ 2.7 สามเหลี่ยมความเร็วที่ทางเข้าของใบพัด [15]

กำลังที่ให้แก่ของไหล

$$P_{La} = T_{La}\omega \tag{5}$$

เมื่อ ω ความเร็วเชิงมุม และ $u = \omega r$

$$P_{La} = \rho Q_{la}(C_{2u}u_2 - C_{1u}u_1) \tag{6}$$

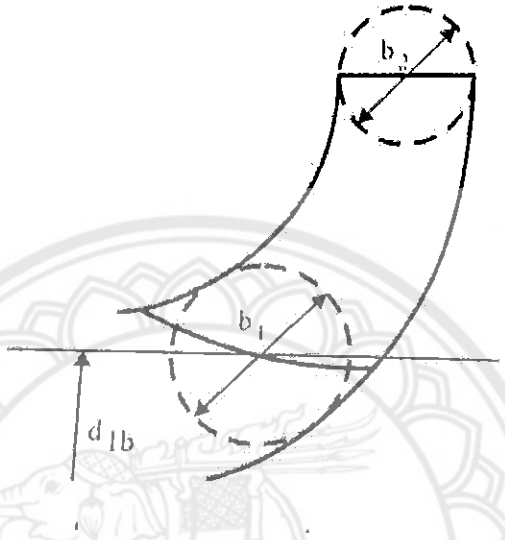
โดยที่ C_{2u}, C_{1u} หาได้จากรูปที่ 6 และรูปที่ 7

เมื่อ u คือ ความเร็วขอบ

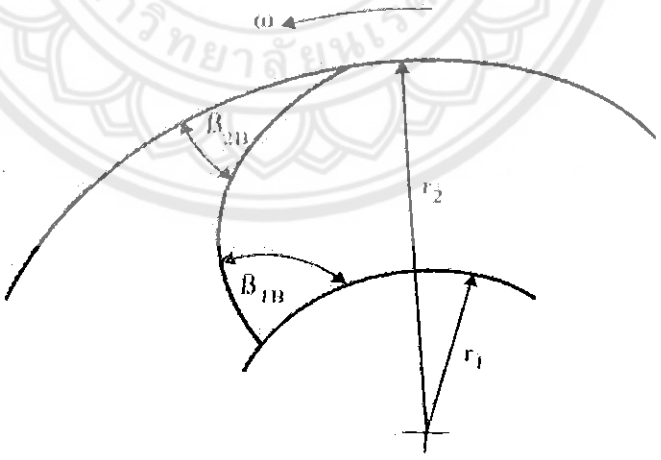
$$P_{La} = \rho g Q_{La} H_{th} \tag{7}$$

หัวน้ำทางทฤษฎี (Theoretical Head) หรือ ออยเลอร์เฮด (Euler Head)

$$H_{th} = \left(\frac{c_{2u} u_2 - c_{1u} u_1}{g} \right) \tag{8}$$



รูปที่ 2.8 ความกว้างที่ทางเข้าและออกของใบพัด [15]



รูปที่ 2.9 มุมของครีบใบพัดและทิศทางการหมุนของใบพัด [15]

ในการหาอัตราการไหลทางทฤษฎี พิจารณาเวคเตอร์ความเร็วที่ทางออกที่ยังไม่เกิดการลื่นไถล (Slip)โดยมีพื้นที่ทางออกของใบพัด คือ

$$A_2 = \pi D_2 b_2 \tag{9}$$

เมื่อ

D_2 คือเส้นผ่านศูนย์กลางของใบพัดที่ทางออก (m) ดังรูปที่ 2.9

b_2 คือความกว้างของใบพัดที่ทางออก (m) ดังรูปที่ 2.8

จากสมการการไหลต่อเนื่อง

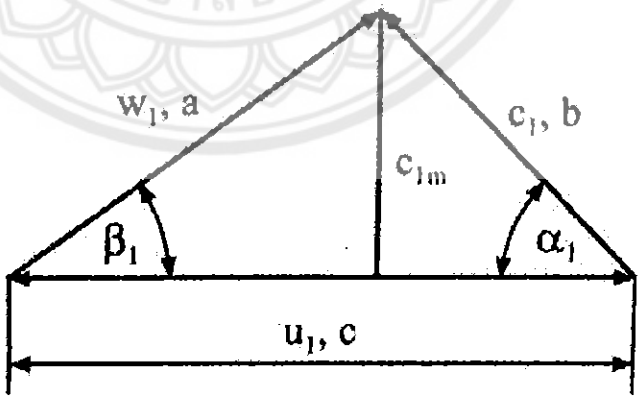
$$Q_{La} = A_2 c_{2m} \tag{10}$$

โดยที่

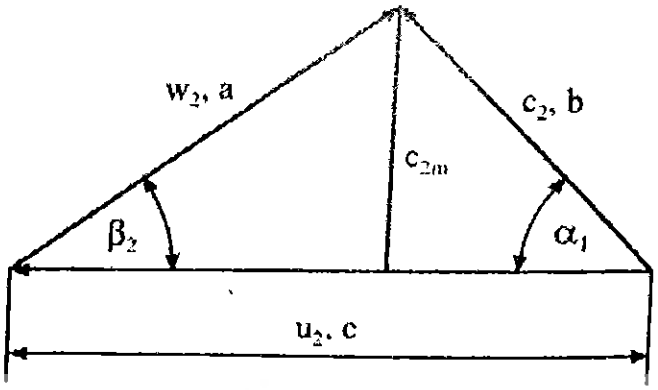
c_{2m} คือ ความเร็วจริงที่แตกออกมาอยู่ในแนวรัศมีหรือความเร็วในแนวเมอริเดียน ดังรูปที่ 2.11

อัตราการไหลทางทฤษฎี

$$Q_{La} = c_{2m} \pi D_2 b_2 \tag{11}$$



รูปที่ 2.10 เวคเตอร์ความเร็วที่ทางเข้าใบพัด [15]



รูปที่ 2.11 เวคเตอร์ความเร็วที่ทางออกใบพัด [15]

จากรูปที่ 2.10 และ 2.11 เมื่อใช้กฎโคซายน์ (Cosine) สมการที่ (8) จะกลายเป็น

$$H_{th} = \frac{1}{2g}\left[\left(c_2^2 - c_1^2\right) + \left(u_2^2 - u_1^2\right) + \left(w_1^2 - w_2^2\right)\right] \quad (12)$$

จากการประยุกต์ใช้กฎข้อที่หนึ่งทางเทอร์โมไดนามิกจะได้ประสิทธิภาพทางไฮดรอลิก

$$\eta_h = \frac{H}{H_{th}} \quad (13)$$

กำลังที่ให้ใบพัดแก่ของไหล หาได้จาก

$$P_{LA} = \rho g Q_{LA} H_{th} \quad (14)$$

ประสิทธิภาพเครื่องสูบน้ำ

$$\eta_p = \frac{P_u}{p_s} = \frac{\rho g Q H}{P_s} \quad (15)$$

โดยที่

p_s คือ กำลังเพลา (w)

P_u คือ กำลังที่ได้จริง (w)

Q คือ อัตราการไหลสุทธิ (m^3/s)

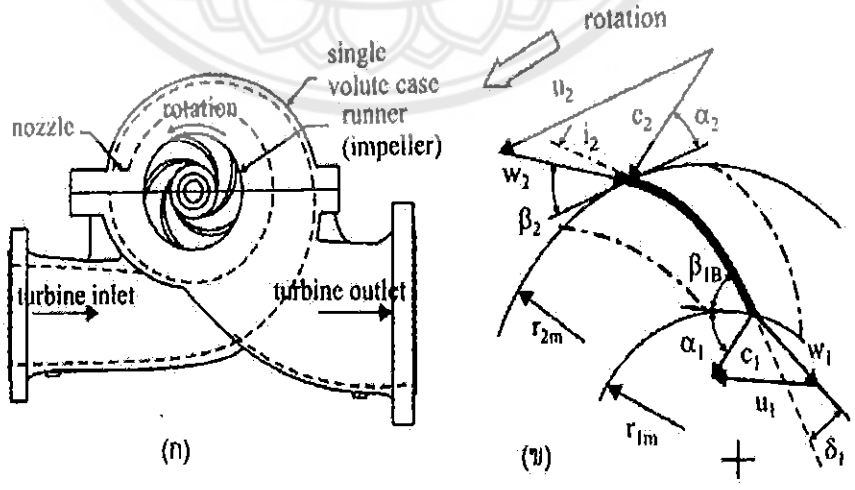
H คือ หัวน้ำสุทธิ (m)

2.2.3 การทำงานของเครื่องสูบน้ำในโหมดกังหัน

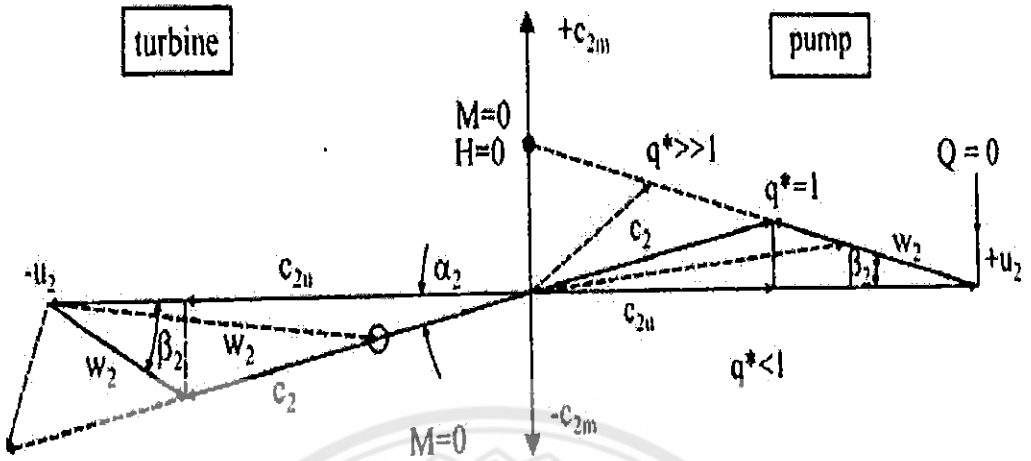
เครื่องสูบน้ำแบบแรงเหวี่ยงที่หมุนกลับทางสามารถใช้เป็นกังหันได้ เพื่อให้ได้พลังงานกลับคืนมา (Energy Recuperation) ซึ่งในหัวข้อก่อนหน้าได้อธิบายถึงเครื่องสูบน้ำแบบแรงเหวี่ยงซึ่งถ่ายเทพลังงานให้แก่ของไหลโดยทิศทางการหมุนและการไหลสำหรับการทำงานของเครื่องสูบน้ำดังกล่าวจะถือว่าเป็นบวกแต่เครื่องสูบน้ำแบบแรงเหวี่ยงสามารถเปลี่ยนพลังงานของเหลวเป็นงานกลโดยถือว่าเครื่องสูบน้ำดังกล่าวเป็นต้นกำลัง และถ้าทิศทางการหมุนและการไหลย้อนกลับจะถือว่าเป็นลบ เมื่อนำเครื่องสูบน้ำมาทำงานเป็นกังหันความดันที่ทางเข้าของหัวฉีดจะสูงกว่าที่ทางออกของของหัวฉีด Diffuser (Guide Wheel) หรือ Volute จะป้อนของเหลวเข้าสู่ขอบนอกของใบพัด หัวฉีดที่ทางออกของเครื่องสูบน้ำจะเป็นหัวฉีดที่ทางเข้าของกังหัน ขณะที่หัวฉีดที่ทางดูดของเครื่องสูบน้ำจะกลายเป็นหัวฉีดที่ทางออกของกังหัน

การทำงานในโหมดเครื่องสูบน้ำมุมการไหลเข้าสู่ใบพัด (Flow Angle) เท่ากับ α_1 และมุมการไหลออกจากใบพัดเท่ากับ β_2 ทั้งสองมุมไม่ขึ้นอยู่กับการไหล แต่เมื่อทำงานในโหมดของกังหันซึ่ง Diffuser (ในโหมดกังหันจะเรียกว่า Guide Wheel) หรือ Volute จะเป็นตัวกำหนดมุมไหลเข้าใบพัด (Runner) α_2 ซึ่งไม่ขึ้นอยู่กับอัตราการไหล q^* (เมื่อใช้ Guide Vanes เป็นแบบตายตัว) ของไหลออกจากใบพัดด้วยมุม β_1 ซึ่งขึ้นอยู่กับอัตราการไหลน้อยมากผลที่ตามมาความเร็วที่ไหลเข้าสู่ใบพัด C_2 เพิ่มขึ้นตามอัตราการไหล ดังแสดงในรูปที่ 2.12 งานจำเพาะเพิ่มขึ้นเป็นสัดส่วนกับการไหลผ่านกังหัน ตามสมการที่ (8) ดังแสดงด้วยสมการที่ (16) โดย

$$gH_{th} = \frac{P}{\rho Q_{La}} = u_2 c_{2u} - u_1 c_{2u} = u_2 c_{2m} \cot\alpha_2 - u_1^2 + u_1 c_{1m} \times \cot\beta_1 \qquad (16)$$

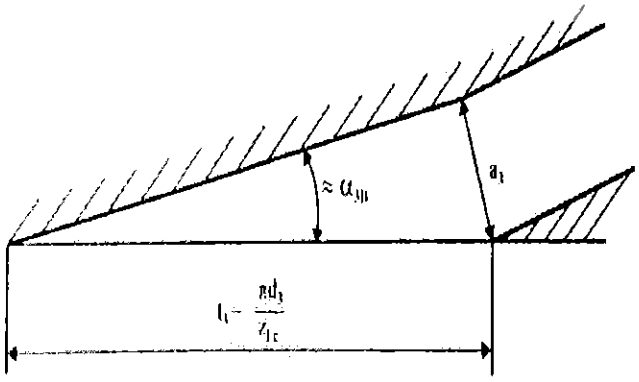


รูปที่ 2.12 ทิศทางการหมุนและการไหลของเครื่องสูบน้ำที่ทำงานในโหมดกังหัน [15]



รูปที่ 2.13 สามเหลี่ยมความเร็วในการทำงานในโหมดเครื่องสูบน้ำ (ทางขวามือ) และการทำงานในโหมดกังหัน (ทางซ้ายมือ) [15]

มุม α_2 และ β_1 ในสมการที่ (16) เป็นมุมการไหล (Flow angle) มุมการไหลเข้าสู่ใบพัด α_2 สามารถหาได้จาก Guide Wheel การประมาณมุมการไหลเข้า α_2 สามารถคำนวณได้จากพื้นที่หน้าตัด A_{3q} ของ Throat ดังแสดงในรูปที่ 2.14 ซึ่งระยะพิตช์ (Pitch) ในกรณี Single Volute $Z_{Le}=1$ และกรณี Double Volute $Z_{Le}=2$ ของไหลเข้าสู่พื้นที่ Throat ด้วยความเร็ว $C_{3q}=\left(\frac{Q}{Z_{Le}A_{3q}}\right)$ ค่าของความเร็ว $c_{3u}=c_{3q}\times\cos\alpha_{3B}$ เมื่อ α_{3B} เป็นมุมขนาดเล็กๆจะประมาณได้ $\alpha_3\approx\alpha_{3B}$ โดยไม่คำนึงถึงผลของ $\cos\alpha_{3B}$ ดังนั้นมุมของครีบประมาณได้จาก $\alpha_{3B}=\sin^{-1}\left(\frac{\alpha_3}{t_3}\right)$



รูปที่ 2.14 การหามุมที่ของไหลออกจาก Throat และระยะพิตช์ (Pitch) สำหรับGuide Wheel, Volute หรือใบพัด (Runner) [15]

ขณะที่อัตราไหล Q ไหลผ่านทางเข้าของหัวฉีดของกังหันผ่าน Guide Wheel อัตราการไหลผ่านใบพัดจะลดลงเนื่องจากประสิทธิภาพเชิงปริมาตร $Q_{La} = Q \times \eta_v$ โดยมาจากการสูญเสียจากการรั่ว (Leakage Losses) ซึ่ง มุมการไหลเข้าหาได้จาก

$$\tan\alpha_2 = \frac{r_2 Z_{Le} A_{3q} \eta_v}{r_3 A_2 \cos\alpha_{3B}} \tag{17}$$

$$\tan\beta_2 = \frac{c_{2m}}{u_2 - c_{2u}} = \frac{Q\eta_v}{A_2\left[u_2 - \frac{r_3 Q\cos\alpha_{3B}}{r_2 Z_{Le} A_{3q}}\right]} \tag{18}$$

จะเห็นว่ามุมในการไหลเข้าทั้งแนวจริงและแนวสัมพัทธ์นี้จะขึ้นอยู่กับอัตราการไหลเชิงปริมาตรและพื้นที่หน้าตัด $Z_{Le} \times A_{3q}$ และ A_2 เงื่อนไขการไหลเข้าโดยไม่มีช็อค (Shock Entry) คือ $\tan(\beta_2 \times \tau_2) = \tan\beta_{2B}$ จากสมการที่ (18)

ดังนั้น อัตราการไหลไม่มีช็อค คือ

$$\frac{Q_{SF}}{u_2 A_2} = \frac{\tan\beta_{2B}}{\tau_2\eta_v + \frac{r_3 A_2 \tan\beta_{2B}\cos\alpha_{3B}}{r_2 Z_{Le} A_{3q}}} \tag{19}$$

อัตราการไหลไม่มีช็อคจะเพิ่มขึ้นตามพื้นที่หน้าตัด A_{3q} ของ Guide Wheel และมุมของครีบใบพัด β_{2B} ประสิทธิภาพที่ดีที่สุดในโหมดกังหันจะอยู่บริเวณใกล้ๆ อัตราการไหลที่ไม่มีช็อคที่ทางเข้าซึ่งในทางตรงกันข้ามจุดที่มีประสิทธิภาพดีที่สุดในโหมดเครื่องสูบน้ำอยู่ที่มุมการไหลที่ทางออกซึ่งน้อยกว่ามุมของครีบที่ทางออกเนื่องจาก Slip Factor

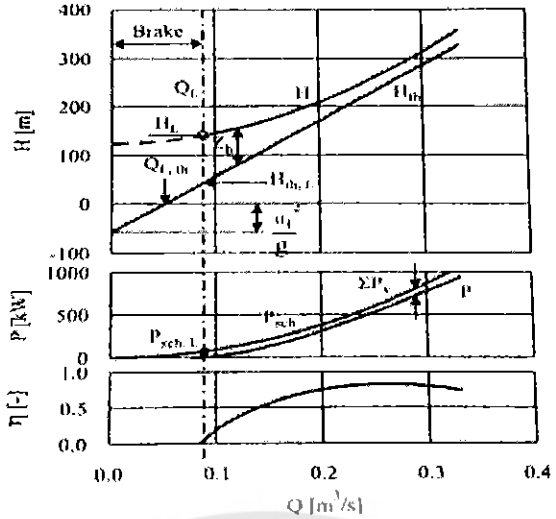
กำลังที่ของไหลถ่ายเทให้ใบพัด

$$P_{sch} = u_2^2 \rho \eta_v Q\left\{\frac{Q}{u_2 Z_{Le} A_{3q}}\left(\frac{r_3}{r_2}\cos\alpha_{3B} + \frac{d_1^* \eta_v Z_{Le} A_{3q}}{Z_{La} A_{1q}}\cos\beta_{A1}\right) - d_z^{*2}\right\} \tag{20}$$

ดังนั้น $P_{sch} = f(Q)$ เป็นพาราโบล่าผ่านจุดกำเนิดดังรูปที่ 2.15

จากสมการที่ (20) อัตราการไหลที่ให้กำลังสูงสุด $Q_{L,th}$ ซึ่งหาได้โดยกำหนดให้ $P_{sch} = 0$

$$Q_{L,th} = \frac{u_1^2}{\frac{u_2}{A_2}\cot\alpha_2 + \frac{u_2}{A_1}\cot\beta_1} = \frac{u_2 Z_{Le} A_{3q} d_1^{*2}}{\frac{r_3}{r_2}\cos\alpha_{3B} + \frac{d_1^* \eta_v Z_{Le} A_{3q}}{Z_{La} A_{1q}}\cos\beta_{A1}} \tag{21}$$



รูปที่ 2.15 สมรรถนะทางทฤษฎีและปฏิบัติในโหมดกังหัน [15]

กราฟพาราโบล่า $P_{sch} = f(Q)$ ได้ตัดครั้งที่ 2 กับแกนนอนที่ $Q_{L,th}$ และค่าต่ำสุดอยู่ที่ $Q = 0.5Q_{L,th}$ ความแตกต่างของพลังงานระหว่างหัวฉีด ทางเข้าและทางออก คือ $Y = gH$ ซึ่งงานจำเพาะ (Specific Work) หรือ $Y_{sch} = g \times H_{th}$ ที่ถ่ายเทจากของไหลเข้าสู่ใบพัดจะมีค่าน้อยกว่าความแตกต่างของพลังงาน $Y = g \times H$ ระหว่างทางเข้าและทางออกของหัวฉีด เนื่องจากความสูญเสีย ทางไฮดรอลิก (Hydraulic Losses) Z_h และได้ความสัมพันธ์ต่อไปนี้

$$H_{th} = H - Z_h \tag{22}$$

กำลังที่ได้ของกังหันจะน้อยกว่าพลังงานที่ใส่เข้าไปซึ่งมีค่าเท่ากับ $(\rho \times g \times H \times Q)$ เนื่องจาก Secondary losses การสมดุลย์กำลัง (Power Balance) สำหรับกังหันดังรูปที่ 2.16 มีดังนี้

$$\rho gQH = p + \rho gH(1-\eta_h)Q + \rho gH(Q_{sp} + Q_E) + \sum_{st} P_{RR} + P_m + P_{er} \tag{23}$$

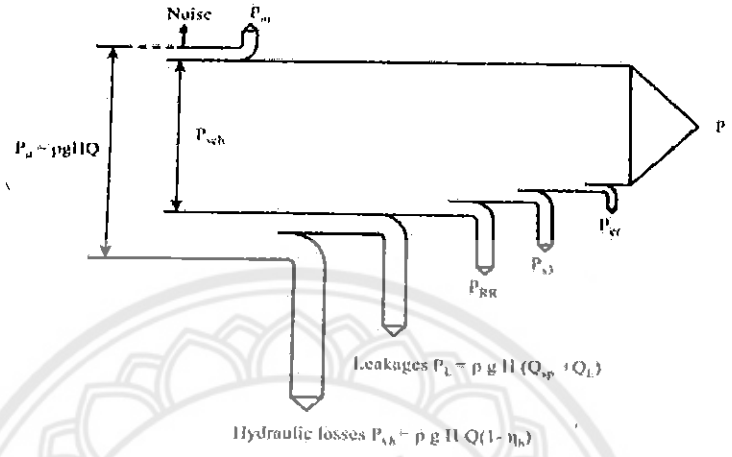
ทางซ้ายคือพลังงานที่ใส่เข้าไป และทางขวาคือพลังงานที่ออกมาเป็นผลรวมของกำลังที่ได้ P_{er}

ความสูญเสียทั้งหมดประกอบด้วยความสูญเสียไฮดรอลิก การรั่วไหล (Leakage) แรงเสียดทานตัวจาน (Disk Friction) และ ความสูญเสียจากความหนืด (Friction Losses) เกิดขึ้นในแรงขับเคลื่อนในแนวแกน ความสูญเสียทางไฮดรอลิก และ การรั่วไหลจะลดกำลัง ที่ให้แก่ครีบของใบพัด (สมการที่ 24)

$$\rho gQH = (\eta_h Q - Q_{sp} + Q_E) = P_{sch} + \sum_{st} P_{RR} + \sum P_{s3} + P_m + P_{er} \tag{24}$$

เพื่อให้ได้กำลังเพลาจะต้องหักความสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทานตัวจาน และ ความสูญเสียทางกลออกจากในสมการประสิทธิภาพที่เพลาดังนี้

$$\eta = \frac{P}{\rho g Q H} \tag{25}$$



รูปที่ 2.16 การสมดุลพลังงานของกังหัน [15]

2.2.4 การเลือกเครื่องสูบน้ำเพื่อมาทำเป็นเครื่องสูบน้ำแบบแรงเหวี่ยงหนีศูนย์ทำงานแบบกังหันน้ำ

การเลือกเครื่องสูบน้ำเพื่อนำมาทำเป็นกังหันน้ำนั้นทำได้ โดยหลักการเลือกใช้หลักของ Arthur Williams [16] ในการเลือกเครื่องสูบน้ำแบบหอยโข่งมาใช้เป็นกังหันที่ทำงานที่ความเร็วรอบเดียวกัน โดยใช้สมการซึ่งเป็นสมการความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของน้ำสำหรับกังหัน กับประสิทธิภาพสูงสุดของเครื่องสูบน้ำ และอัตราการไหลของน้ำสำหรับเครื่องสูบน้ำที่ค่าประสิทธิภาพสูงสุด

$$Q_t = \frac{Q_{bcp}}{\eta_{max}^{0.8}} \tag{26}$$

โดยที่

η คือ ประสิทธิภาพสูงสุดของเครื่องสูบน้ำ

Q_t คือ อัตราการไหลของน้ำสำหรับกังหัน (m^3/s)

Q_{bep} คือ อัตราการไหลของน้ำของเครื่องสูบน้ำที่ประสิทธิภาพสูงสุด (m^3/s)

และสมการความสัมพันธ์ระหว่างหัวน้ำสำหรับกังหัน กับประสิทธิภาพสูงสุดของเครื่องสูบน้ำและหัวน้ำเครื่องสูบน้ำที่ค่าประสิทธิภาพสูงสุด

$$H_t = \frac{H_{bep}}{\eta_{max}^{1.2}} \tag{27}$$

โดยที่

η คือ ประสิทธิภาพสูงสุดของเครื่องสูบน้ำ

H_t คือ หัวน้ำสำหรับกังหัน (m)

H_{bep} คือ หัวน้ำของเครื่องสูบน้ำที่ค่าประสิทธิภาพสูงสุด (m)

2.2.5 การทำนายสมรรถนะโดยวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ (Computational Fluid Dynamics)

การใช้ พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ (Computational Fluid Dynamics) ได้มีบทบาทเพิ่มมากขึ้นสำหรับเครื่องจักรกลต่างๆที่มีความเกี่ยวข้องกับของไหลไม่ว่าจะเป็นสถานะของเหลวหรือก๊าซ เนื่องจากความก้าวหน้าทางด้านระเบียบวิธีเชิงตัวเลขและความสามารถของคอมพิวเตอร์ การออกแบบใบพัดสำหรับเครื่องสูบน้ำแบบแรงเหวี่ยง ในปัจจุบันได้มีการวิเคราะห์โดยใช้สมการ 3D-Reynolds Averaging Navier Stokes ที่ใช้ทำนายสมรรถนะของใบพัดล่วงหน้า สามารถวิเคราะห์และทำนายสมรรถนะของใบพัดของเครื่องสูบน้ำแบบแรงเหวี่ยง ก่อนทำการผลิตใช้งานจริงๆ โดยใบพัดที่นำมาวิเคราะห์ประกอบด้วยข้อมูลที่ใช้ในการออกแบบ เช่น อัตราการไหล รอบหมุน และหัวน้ำ หลังจากผ่านขั้นตอนการออกแบบจะได้รูปร่างของใบพัด ซึ่งจะนำมาวิเคราะห์ด้วยวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ ซึ่งมีสามขั้นตอนหลักๆ โดยขั้นตอนแรกเป็นการสร้างชิ้นงานเป็นชิ้นส่วนเรขาคณิตซึ่งจะมีขนาดเล็ก (Mesh) บนโดเมน (Domain) หรือช่องระหว่างครีบที่ของไหลไหลผ่านของใบพัดที่ออกแบบ ขั้นตอนที่สองเป็นการกำหนดเงื่อนไขพื้นฐานและเงื่อนไขขอบเขตให้กับแบบจำลองที่สร้างชิ้นงานเป็นชิ้นส่วนเรขาคณิตเรียบร้อยแล้ว ขั้นตอนสุดท้ายเป็นการคำนวณหาผลลัพธ์ต่างๆและแสดงผลลัพธ์ที่ได้จากการคำนวณเพื่อหา ปัจจัยหรืออิทธิพลต่างๆที่มีผลต่อสมรรถนะของใบพัด (Post-Processing) ผลจากการใช้พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ จะประกอบด้วยข้อมูลต่างๆ เช่นหัวน้ำสุทธิ (Head Rise) ความดันรวม (Total Pressure) และความดันสถิต (Static Pressure) เป็นต้น และยังมีข้อมูลเฉพาะจุดที่ผู้ใช้สามารถนำไปวิเคราะห์ต่อได้ สำหรับค่าความน่าเชื่อถือความน่าเชื่อถือของพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ พบว่าผลที่ได้จากการวิเคราะห์ค่า

ของหัวน้ำทางทฤษฎี (Theoretical Head) กับค่าที่ได้ทดลองจริงมีค่าความไม่แน่นอน (Uncertainty) ± 1-1.5%

2.2.5.1 พื้นฐานเกี่ยวกับพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ

สมการต่างๆที่เกี่ยวกับกลศสตร์ของไหลที่อยู่ในรูป Partial Differential เช่น สมการของ กฎทรงมวล โมเมนตัม และพลังงาน ซึ่งการที่จะแก้สมการเหล่านี้ทำได้ยากและเสียเวลามาก จึงหาคำตอบโดยการประมาณด้วยวิธีการทางตัวเลข โดยให้ความต่อเนื่องอยู่ในรูปของจุดที่นับจำนวนได้ซึ่งเรียกว่า การแบ่งโครงสร้างออกเป็นชิ้นส่วนย่อยๆ ทำให้สมการ Partial Differential สามารถจัดอยู่ในรูปของสมการทางพีชคณิต (Algebraic Equation) ได้ ซึ่งสามารถแก้สมการโดยอาศัยคอมพิวเตอร์ช่วยในการคำนวณ

ขั้นตอนของประกอบด้วยพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ

- Pre-Processing: เป็นขั้นตอนการตั้งปัญหา สมการควบคุมและเงื่อนไขขอบเขต

- Solving: เป็นขั้นตอนการแก้สมการทางพีชคณิตด้วยวิธีการทางตัวเลข (Numerical) โดยอาศัยคอมพิวเตอร์ช่วยในการคำนวณ

- Post-Processing: ผลลัพธ์ที่ได้จากการแก้สมการ การวิเคราะห์คำตอบและการแสดงผล

2.2.5.2 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์

สมการพื้นฐานสำหรับของไหลอัดตัวไม่ได้ในการไหล 3 มิติและการไหลแบบไม่คงตัวสมการการไหลต่อเนื่องและสมการโมเมนตัม ในกรอบอ้างอิงหมุน (Rotating Frame) เขียนได้ดังนี้

สมการการต่อเนื่อง $$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U) = 0 \quad (28)$$

สมการโมเมนตัม $$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U \times U) = \nabla \cdot (-p\delta + \mu_{eff}(\nabla U + (\nabla U)^T)) + S_M \quad (29)$$

เมื่อ

U คือ เวคเตอร์ความเร็ว

x คือ Vector Cross Product

p คือ ความดัน

ρ คือ ความหนาแน่น

δ คือ Identity Matrix หรือ Kronecker Symbol

S_M =Source Term

$$\nabla \equiv i\frac{\partial}{\partial x} + j\frac{\partial}{\partial y} + k\frac{\partial}{\partial z}$$

กรอบอ้างอิงหมุนด้วยความเร็วคงที่ $\vec{\Omega}$ ผลของ Coriolisและแรงเข้าสู่ศูนย์กลาง (Centripetal Force) จะถูกรวมเข้าไปในสมการดังนั้น

Source Term $$S_M = -\rho[2\vec{\Omega}\times U + \vec{\Omega}\times(\vec{\Omega}\times \vec{r})] \quad (30)$$

เมื่อ $\vec{r}$ คือ เวคเตอร์ของระยะ

แบบจำลองการไหลแบบปั่นป่วน k- ε (k- ε turbulence model)

ในสมการโมเมนตัม μ_{eff} คือ Effective Viscosity Coefficient ซึ่งเท่ากับ Molecular Viscosity, μ รวมกับ Turbulent Viscosity, μ_t

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad (31)$$

ค่าของ Turbulent Viscosity, μ_t ได้จากความสัมพันธ์ของ Turbulent Kinetic Energy และ Turbulent Dissipation Rate ดังนี้

$$\mu_t = c_\mu \rho \frac{k}{\varepsilon^2} \quad (32)$$

เมื่อ k คือ Turbulent Kinetic Energy

ε คือ Turbulent Dissipation Rate

c_μ คือ ค่าคงที่เท่ากับ 0.09

ค่าของ k และ ε ได้จากสมการทรานสปอร์ตสำหรับ Turbulent Kinetic Energy และ Turbulent Dissipation Rate

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \nabla\cdot(\rho u k) = \nabla\cdot\left[\left(\mu_t + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\nabla k\right] + p_k - \rho\varepsilon \quad (33)$$

และ $$\frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} + \nabla\cdot(\rho u \varepsilon) = \nabla\cdot\left[\left(\mu_t + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\nabla \varepsilon\right] + \frac{\varepsilon}{k}(C_{\varepsilon 1} p_k - C_{\varepsilon 2}\rho\varepsilon) \quad (34)$$

ค่าคงที่ $C_{\varepsilon 1}=1.44,\ C_{\varepsilon 2}=1.92,\ \sigma_k=1.0, \sigma_\varepsilon=1.3$

ค่าของ p_k คือ ผลของการไหลแบบปั่นป่วนเนื่องจากความหนืดและแรงลอยตัว ในกรณีการไหลแบบอัดตัวไม่ได้และไม่คำนึงถึงแรงลอยตัว หาได้จากสมการ

$$P_k = \mu_t \nabla U \cdot (\nabla U + \nabla U^T) - \frac{2}{3}\nabla \cdot U(3\mu_t \nabla \cdot U + \rho k) \tag{35}$$

ซึ่งสมการที่ (28), (29), (33) และ (34) เป็นกลุ่มสมการควบคุม Nonlinear Partial Differential สำหรับการเคลื่อนที่ของของไหล

พารามิเตอร์ในการหาสมรรถนะสามารถหาได้จาก

$$\eta_h = \frac{\psi_{LA}}{\psi_{th}} \tag{36}$$

ซึ่ง

$$\psi_{LA} = \frac{2}{\rho u_2^2}\left(\overline{P_{2static}} - \overline{P_{1static}}\right) \tag{37}$$

เมื่อ

η_h คือ ประสิทธิภาพไฮดรอลิก

ψ_{LA} คือ มวลเฉลี่ยของความดันรวม

ψ_{th} คือ มวลเฉลี่ยของหัวน้ำทางทฤษฎี

$P_{1static}$ คือ ความดันรวมที่ทางเข้าของใบพัด

$P_{2static}$ คือ ความดันรวมที่ทางออกของใบพัด

u_2 คือ ความเร็วขอบที่ทางออก

และ

$$\psi_{th} = 2\left(\frac{\overline{uc_{2u}}}{u_2^2} - \frac{\overline{uc_{1u}}}{u_1^2}\right) = \frac{2gH_{th}}{u_2^2} \tag{38}$$

เมื่อ

c_{1u} คือ ความเร็วสัมบูรณ์ในทิศทางความเร็วขอบของใบพัดที่ทางเข้า

c_{2u} คือความเร็วสัมบูรณ์ในทิศทางความเร็วขอบของใบพัดที่ทางออก

H_{th} คือ หัวน้ำทางทฤษฎี

บทที่ 3

วิธีทำการวิจัย

การหาค่าประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำที่ทำงานแบบกังหันสามารถหาค่าประสิทธิภาพได้จากพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ

3.1 วัสดุอุปกรณ์

3.1.1 ใบพัดเครื่องสูบน้ำแบบแรงเหวี่ยงหนีศูนย์ Calpeda รุ่น N4 65/200 B

3.1.2 คอมพิวเตอร์สมรรถนะสูง CPU AMD E1-1200APU 1.4GHz RAM 6GB

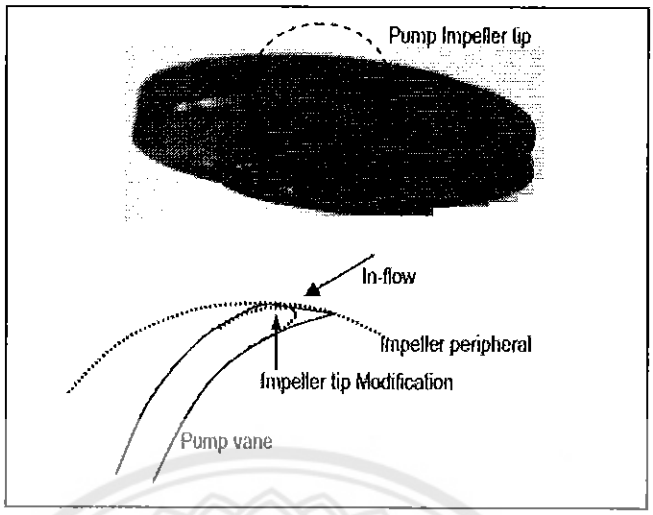
3.2 วิธีดำเนินการวิจัย

3.2.1 การศึกษางานวิจัยและบทความสำหรับจัดทำบทวิเคราะห์เพื่อใช้ในการเลือกวิธีเพิ่มประสิทธิภาพเครื่องสูบน้ำแบบแรงเหวี่ยงหนีศูนย์ทำงานแบบกังหันน้ำ

3.2.1.1 บทวิเคราะห์สำหรับเลือกวิธีเพิ่มประสิทธิภาพ

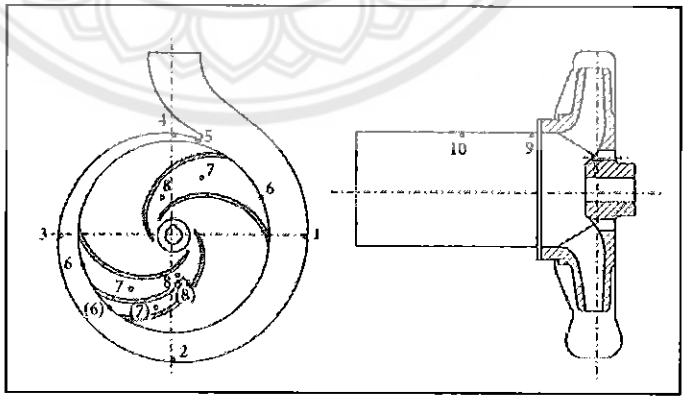
ในปัจจุบันได้มีงานวิจัยที่ทำการปรับปรุงประสิทธิภาพกังหันน้ำดัดแปลงจากเครื่องสูบน้ำแบบแรงเหวี่ยงหนีศูนย์ (PAT) หลายวิธีซึ่งในแต่ละวิธีให้ประสิทธิภาพที่เพิ่มขึ้นแตกต่างกัน ซึ่งสังเกตได้ว่าส่วนใหญ่มักจะเกี่ยวข้องกับลักษณะทางกายของใบพัด ทางโครงการวิจัยจึงได้เลือกวิธีเพิ่มประสิทธิภาพที่สามารถนำมาใช้งานได้จริงมาทั้งหมด 2 วิธี ได้แก่

(1). การปรับแต่งปลายใบพัด (Impeller tips) ให้โค้งมนโดยใช้จุดกึ่งกลางของความหนาใบพัดเป็นจุดสัมผัสเส้นโค้ง ซึ่ง Suarda et al. [10] พบว่าการปรับแต่งปลายใบพัดดังกล่าวทำให้ประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำแบบแรงเหวี่ยงหนีศูนย์ทำงานแบบกังหันน้ำเพิ่มขึ้น โดยประสิทธิภาพจะเพิ่มขึ้นตามขนาดของเครื่องสูบน้ำด้วย เนื่องจากเครื่องสูบน้ำและกังหันมีทิศทางการไหลของน้ำที่สวนทางกัน ถ้าใช้เป็นเครื่องสูบน้ำปกติทิศทางการไหลของน้ำจะรับกับใบพัดพอดี แต่เมื่อนำเครื่องสูบน้ำมาใช้งานเป็นกังหันจะทำให้น้ำไหลเข้าไปในใบพัดน้อยลง ส่งให้ให้ประสิทธิภาพของกังหันน้ำที่ดัดแปลงจากเครื่องสูบน้ำลดลง การตัดปลายใบพัด ดังรูปที่3.1 จะทำให้น้ำไหลเข้าใบพัดได้ดีขึ้นและลดการไหลปั่นป่วนภายในใบพัด ทำให้ประสิทธิภาพจะเพิ่มขึ้น



รูปที่ 3.1 การปรับแต่งปลายใบพัด (Impeller tips) [6]

(2).เพิ่มใบพัดสำหรับปรับทิศทางการไหล (Splitter blade) ในทางทฤษฎีน้ำที่ไหลเข้าสู่ใบพัดจะมีการไหลแบบราบเรียบ แต่ในทางปฏิบัติน้ำที่อยู่ติดกับใบพัดเท่านั้นที่จะมีการไหลแบบราบเรียบ ส่วนน้ำที่อยู่ห่างจากใบพัดออกมาตรงกลางระหว่างช่องใบพัดจะมีการไหลแบบปั่นป่วน การเพิ่มใบพัดสำหรับปรับทิศทางการไหลของน้ำระหว่างช่องว่างใบพัด ดังรูปที่ 3.2 จะเพิ่มพื้นที่สัมผัสของน้ำกับใบพัดทำให้น้ำมีการไหลแบบราบเรียบมากขึ้น ประสิทธิภาพที่ได้ก็จะมากขึ้นด้วยเช่นกัน



รูปที่ 3.2 การเพิ่มใบพัดสำหรับปรับทิศทางการไหล (Splitter blade) [5]

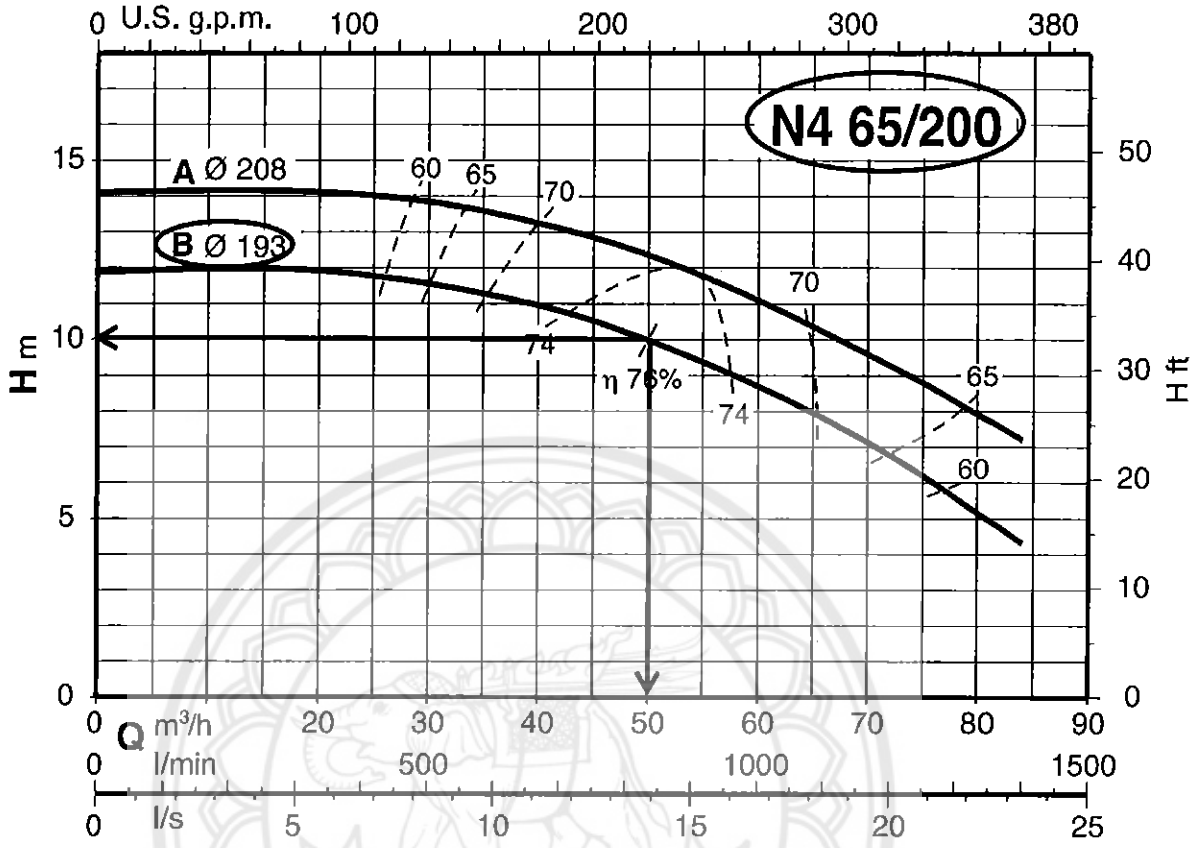
- 5 ก.ย. 2560
1 9119491
สำนักหอสมุด

3.2.2 การเลือกกังหันน้ำ

การเลือกกังหันน้ำนั้นทำโดยมีข้อกำหนดในการเลือกเครื่องสูบน้ำที่เมื่อนำใช้เป็นกังหันสามารถผลิตไฟฟ้าได้ขนาดประมาณ 1 kW โดยหลักการเลือกใช้หลักของ Williams ในการเลือกเครื่องสูบน้ำแบบหอยโข่งมาใช้เป็นกังหันที่ทำงานที่ความเร็วรอบเดียวกัน โดยใช้สมการซึ่งเป็นสมการความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของน้ำสำหรับกังหัน กับประสิทธิภาพสูงสุดของเครื่องสูบน้ำ และอัตราการไหลของน้ำสำหรับเครื่องสูบน้ำที่ค่าประสิทธิภาพสูงสุดตามสมการที่ (2.26) และ (2.27) ในบทที่2 ซึ่งจะนำมาใช้คำนวณว่าเครื่องสูบน้ำที่เลือกมาเหมาะสมหรือไม่

ดังนั้นจึงได้ทำการเลือกเครื่องสูบน้ำแบบหอยโข่ง ยี่ห้อ Calpeda รุ่น N4 65/200 ดังรูปที่3.3 โดยมีมอเตอร์ไฟฟ้าเหนี่ยวนำสามเฟส ใช้ไฟ 380 V ความถี่ 50 Hz ขนาด2.7 hp ทำงานที่ความเร็วรอบ 1450 rpm ซึ่งมีค่าประสิทธิภาพสูงสุดที่ 0.76 ที่หัวน้ำ 10 m และอัตราการไหลที่ 0.0139 m^3/s

รูปที่ 3.3 เครื่องสูบน้ำยี่ห้อ Calpeda รุ่น N4 65/200 [16]



รูปที่ 3.4 แผนภาพสมรรถนะของเครื่องสูบน้ำ N4 65/200 [16]

ดังนั้นค่าอัตราการไหล และหัวน้ำสำหรับเมื่อใช้เป็นกังหันน้ำจะเท่ากับ

$$Q_t = \frac{0.0139}{0.76^{0.8}} = 0.0173\,m^3/s \tag{3.1}$$

$$H_t = \frac{10}{0.76^{1.2}} = 13.9m \tag{3.2}$$

ดังนั้นสามารถคำนวณกำลังไฟฟ้าที่คาดว่าจะได้รับเท่ากับ

$$\begin{aligned} P &= 9.81\eta Q H_{net} \\ &= 9.81 \times 0.5 \times 0.0173 \times 13.9 \\ &= 1.2 \quad kW \end{aligned} \tag{3.3}$$

โดยที่

P คือ กำลังไฟฟ้าที่ได้ (kW)

η คือ ประสิทธิภาพของระบบประมาณเท่ากับ 0.5

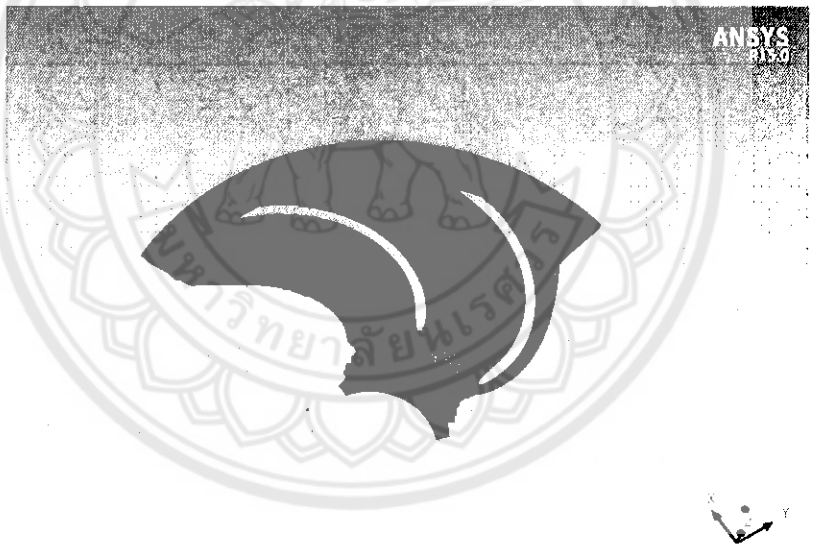
Q คือ อัตราการไหลของน้ำ (m^3/s)

H_{net} คือ หัวน้ำสุทธิ (m)

ดังนั้นจะได้กังหันน้ำที่ให้กำลังไฟฟ้าที่ 1.2 kW ซึ่งเป็นไปตามเงื่อนไขที่กำหนดไว้คือไม่ต่ำกว่า 1 kW ดังนั้นเครื่องสูบน้ำที่เลือกมาจึงมีความเหมาะสมที่จะใช้ทำงานในแบบกังหัน

3.2.3 วัดค่าทางกายภาพของใบพัดของเครื่องสูบน้ำ

วัดค่าทางกายภาพของใบพัดของเครื่องสูบน้ำ Calpeda รุ่น N4 65/200 B และสร้างแบบจำลอง 3 มิติ ซึ่งมีจำนวนโนดเท่ากับ 339,537 โนด และจำนวนอิลิเมนท์ 316864 อิลิเมนท์ ดังรูปที่ 3.5



รูปที่ 3.5 แบบจำลองใบพัดของเครื่องสูบน้ำ Calpeda รุ่น N4 65/200 B

3.2.4 ปรับแต่งแบบจำลอง 3 มิติ

ปรับแต่งแบบจำลอง 3 มิติ ตามวิธีเพิ่มประสิทธิภาพที่เลือกไว้ดังนี้

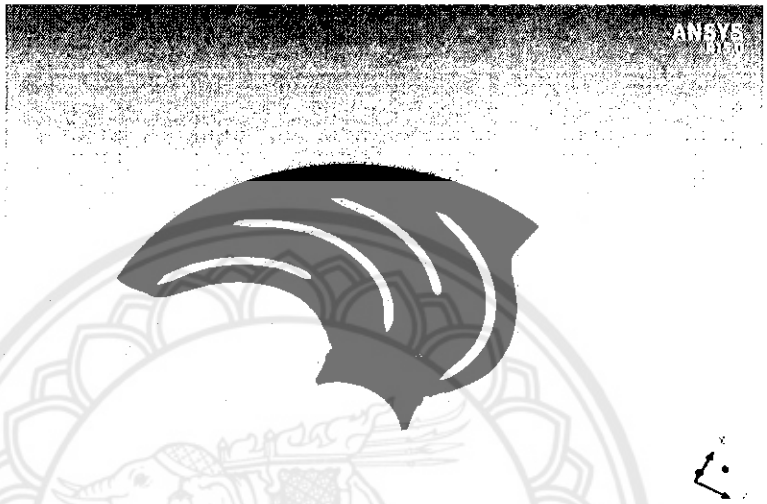
3.2.4.1 ปรับแต่งปลายใบพัดโดยตัดปลายใบพัดลงครึ่งหนึ่งของความหนา แล้วใช้พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณหาค่าประสิทธิภาพและกำลังที่เพลาสามารถผลิตกระแสไฟฟ้าได้ ซึ่งมีจำนวนโนดเท่ากับ 254,040 โนด และจำนวนอิลิเมนท์ 236,118 อิลิเมนท์

รูปที่ 3.6 แบบจำลองการปรับแต่งปลายใบพัด

3.2.4.2 เพิ่มใบพัดปรับทิศทางการไหล โดยใช้ใบพัดรูปร่างเดียวกับใบพัดเดิมแต่ใช้ความยาว 2/3 ส่วนของความยาวเดิม แล้วใช้พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณหาค่าประสิทธิภาพและกำลังที่เพลา ซึ่งมีจำนวนโนดเท่ากับ 600,320 โนด และจำนวนอิลิเมนท์ 563,667 อิลิเมนท์

รูปที่ 3.7 แบบจำลองการเพิ่มใบพัดปรับทิศทางการไหล

3.2.4.3 ทำการปรับแต่งปลายใบพัดและเพิ่มใบพัดปรับทิศทางการไหล แล้วใช้พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณหาค่าประสิทธิภาพและกำลังที่เพลา ซึ่งมีจำนวนโนดเท่ากับ 502,740 โนด และจำนวนอิลิเมนท์ 502,740 อิลิเมนท์



รูปที่ 3.8 แบบจำรองการปรับแต่งปลายใบพัดและเพิ่มใบพัดปรับทิศทางการไหล

3.2.5 ทำการจำลองของการไหลของกังหันน้ำ

ทำการจำลองของการไหลของกังหันน้ำจากเครื่องสูบน้ำแบบแรงเหวี่ยงหนีศูนย์ยี่ห้อ Calpeda รุ่น N4 65/200 B และกังหันน้ำที่ได้ปรับแต่งตามวิธีในข้อ3.2.4 โดยใช้โปรแกรม ANSYS CFX

3.2.6 วิเคราะห์ผลการทดลอง

นำผลการคำนวณการจำลองการไหลของกังหันน้ำที่ปรับแต่งและไปปรับแต่งใบพัดมาวิเคราะห์และแสดงค่าความดันและความเร็วของของไหลภายในกังหันน้ำและนำค่าประสิทธิภาพและกำลังที่เพลาสามารถผลิตกระแสไฟฟ้าได้สำหรับแต่ละวิธีมาเปรียบเทียบกัน เพื่อหาวิธีที่สามารถเพิ่มประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำแบบแรงเหวี่ยงหนีศูนย์ทำงานแบบกังหันน้ำได้มากที่สุด

บทที่ 4

ผลการวิจัย

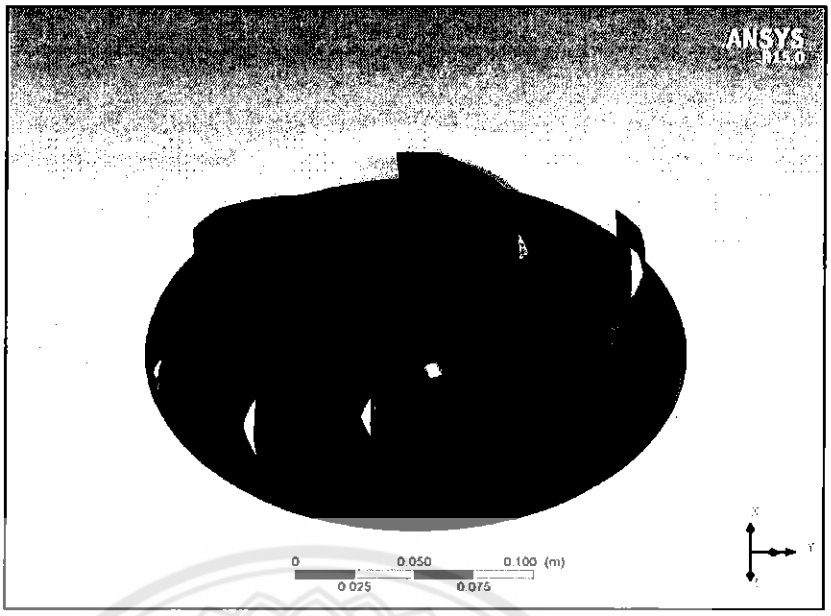
ในบทนี้เป็นการนำเสนอผลของการปรับปรุงประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำแบบแรงเหวี่ยงหนีศูนย์ทำงานแบบกังหันน้ำยี่ห้อ Calpeda รุ่น N4 65/200 B โดยการดัดแปลงเครื่องสูบน้ำและหาค่าสมรรถนะที่เพิ่มขึ้นด้วยพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ ที่ซึ่งข้อมูลทางกายภาพของเครื่องสูบน้ำยี่ห้อ Calpeda รุ่น N4 65/200 B ที่ใช้ทำแบบจำลอง 3 มิติ แสดงได้ดังตารางที่ 4.1

ตารางที่ 4.1 ข้อมูลทางกายภาพของใบพัดจากเครื่องสูบน้ำแบบแรงเหวี่ยงหนีศูนย์ยี่ห้อ Calpeda รุ่น N4 65/200 B

ข้อมูลทางกายภาพ		หน่วย
หัวน้ำ	13.9	เมตร
อัตราการไหลเชิงปริมาตร	62.28	กิโลกรัมต่อวินาที
มุมใบพัด	20.5	องศา
เส้นผ่านศูนย์กลางใบพัด	193	มิลลิเมตร
อัตราส่วนเส้นผ่านศูนย์กลางของรูเพลาและเพลา	1.36	-
ประสิทธิภาพสูงสุดเมื่อทำงานเป็นเครื่องสูบน้ำ	76	เปอร์เซ็นต์
ความเร็วรอบ	1450	รอบต่อวินาที

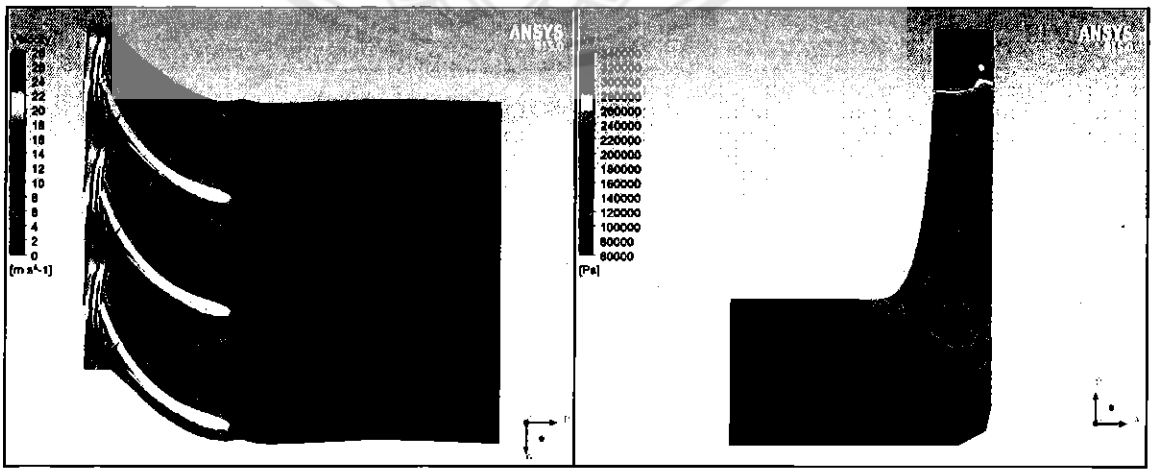
4.1 ผลการจำลองการไหลของกังหันน้ำที่ดัดแปลงจากเครื่องสูบน้ำโดยใช้ใบพัดแบบปกติ

ผลจากการจำลองใบพัดเครื่องสูบน้ำแบบแรงเหวี่ยงหนีศูนย์ยี่ห้อ Calpeda รุ่น N4 65/200 B เมื่อทำงานเป็นกังหันน้ำแบบ 3 มิติ โดยใช้พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณหาประสิทธิภาพและกำลังเพลาที่ใช้ผลิตกระแสไฟฟ้า สามารถสร้างรูปร่างของใบพัดแบบ 3 มิติ ดังรูปที่ 4.1



รูปที่ 4.1 รูปร่างใบพัดแบบปกติ

เมื่อนำแบบจำลอง 3 มิติของใบพัดมาจำลองการไหลของน้ำภายในกังหันน้ำโดยใช้พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณผ่านโปรแกรม ANSYS CFX สามารถแสดงผลการกระจายความเร็วและความดัน ดังรูปที่ 4.2 ซึ่งพบว่าเวกเตอร์ความเร็วแสดงทิศทางการไหลของน้ำภายในกังหันน้ำมีความปั่นป่วนค่อนข้างมากในช่วงการไหลภายในช่องระหว่างใบพัด เนื่องจากทิศทางของน้ำและใบพัดสวนทางกัน น้ำจึงไหลเข้าในใบกังหันในช่วงท้ายของทางเข้าช่องใบพัด และจากการคำนวณหาค่าประสิทธิภาพและกำลังได้ผลลัพธ์ตามตารางที่ 4.2 และจากตาราง 4.2 พบว่ากำลังที่เพลาและประสิทธิภาพที่ได้จากเครื่องสูบน้ำแบบแรงเหวี่ยงหนีศูนย์ทำงานแบบกังหันน้ำมีค่าลดลงจากการทำงานเป็นเครื่องสูบน้ำปกติ ซึ่งเป็นไปตามทฤษฎีของ Arthur Williams [16]



รูปที่ 4.2 แบบจำลองความเร็ว (ซ้าย) และความดัน (ขวา) ของใบพัดแบบปกติ เมื่อทำงานเป็นกังหันน้ำ

ตารางที่ 4.2 ผลลัพธ์ที่ได้จากการใช้พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ

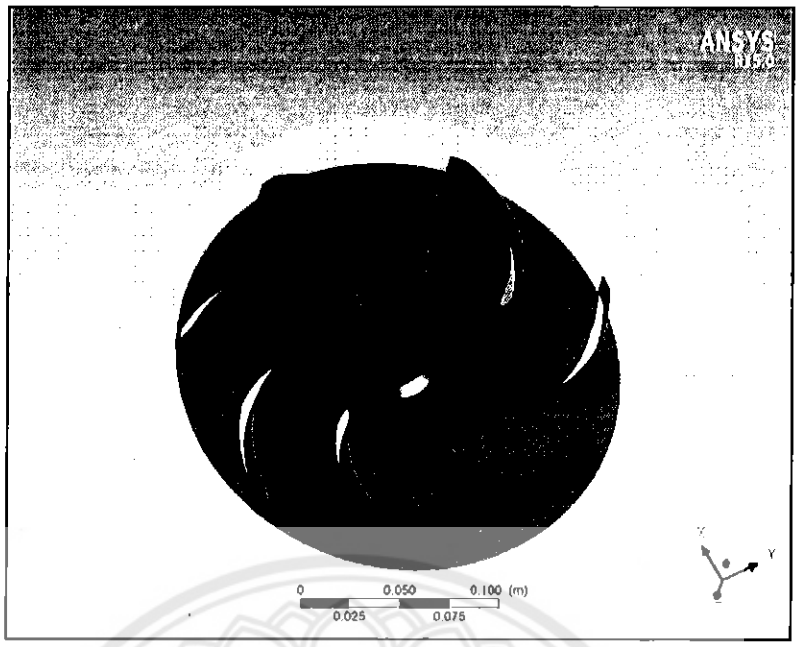
ผลลัพธ์ที่ได้จากการใช้พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ		หน่วย
ประสิทธิภาพ	29.44	เปอร์เซ็นต์
กำลังเพลา	0.927	กิโลวัตต์

4.2 ผลการจำลองการไหลของกังหันน้ำที่ดัดแปลงจากเครื่องสูบน้ำหลังจากการปรับแต่ง

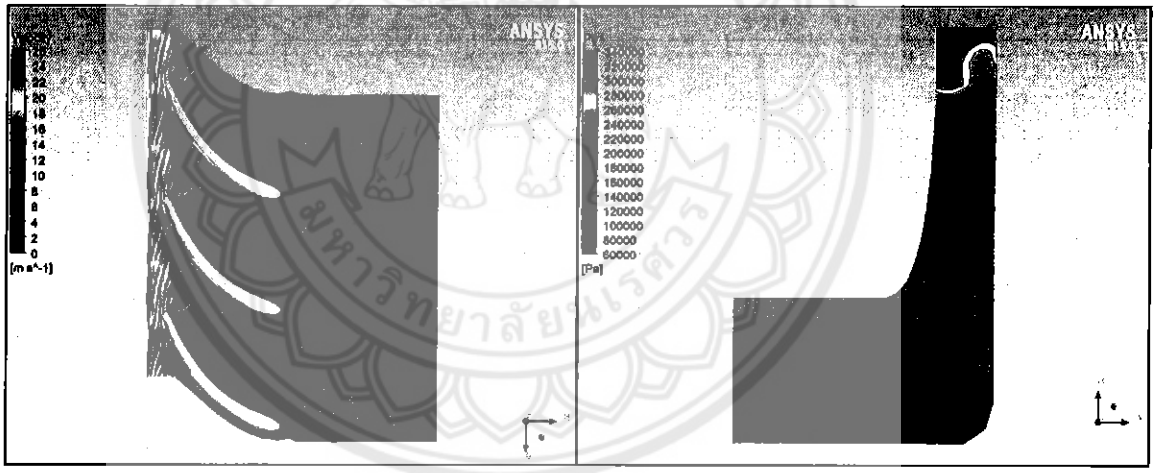
จากบทความและงานวิจัยที่ได้ศึกษามา พบว่าการปรับแต่งลักษณะทางกายภาพของใบพัดสามารถเพิ่มประสิทธิภาพเครื่องสูบน้ำแบบแรงเหวี่ยงหนีศูนย์ทำงานแบบกังหันน้ำได้ ที่ซึ่งมีวิธีเพิ่มประสิทธิภาพทั้งหมด 3 วิธี คือ การตัดปลายมุมใบพัด (Impeller tip) การเพิ่มใบพัดปรับทิศทางการไหล (Splitter blade) และการเพิ่มใบพัดคงที่เพื่อปรับทิศทางการไหล (Guide vane) แต่วิธีเพิ่มใบพัดคงที่เพื่อปรับทิศทางการไหลเป็นวิธีที่ไม่สามารถทำได้จริงสำหรับเครื่องสูบน้ำรุ่นนี้ เนื่องจากช่องว่างระหว่างใบพัดและเรือนเครื่องสูบน้ำมีขนาดเล็ก ทำให้ยากต่อการติดตั้งและนำไปใช้งานจริง ดังนั้นวิธีที่เลือกมาเพิ่มประสิทธิภาพจึงเหลือเพียง การตัดปลายมุมใบพัด การเพิ่มใบพัดปรับทิศทางการไหล และการสองรวมวิธีเข้าด้วยกัน

4.2.1 การตัดมุมปลายใบพัด

การตัดมุมปลายใบพัด (Impeller tip) โดยตัดลงครึ่งหนึ่งของความหนาใบพัด ถูกทำขึ้นเป็นแบบจำลอง 3 มิติ ดังรูปที่ 4.3 แล้วใช้พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณในการหาการกระจายความดันและความเร็วดังรูปที่ 4.4 ซึ่งพบว่าเวกเตอร์ความเร็วของการไหลของน้ำระหว่างใบพัดมีทิศทางการไหลที่แสดงให้เห็นถึงความปั่นป่วนที่ลดลงกว่าใบพัดแบบปกติ โดยพบการหมุนวนของน้ำในช่องน้ำระหว่างใบพัดลดลง น้ำจึงสามารถไหลเข้าสู่ใบพัดได้ดีขึ้น ที่ซึ่งประสิทธิภาพและกำลังเพลาที่ได้จากการทำงานเป็นกังหันน้ำถูกวิเคราะห์ และแสดงผลลัพธ์ตามตารางที่ 4.3 โดยพบว่ากำลังที่เพลาเพิ่มขึ้นจากใบพัดปกติ และมีค่ากำลังเพลาเท่ากับ 1.319 กิโลวัตต์ และประสิทธิภาพเท่ากับ 55.44 %



รูปที่ 4.3 ใบพัดที่ผ่านการตัดปลายพัดลงครึ่งหนึ่งของความหนา



รูปที่ 4.4 แบบจำลองความเร็ว (ซ้าย) และความดัน (ขวา) ของใบพัดที่ตัดปลายใบพัดลงครึ่งหนึ่งของความหนา

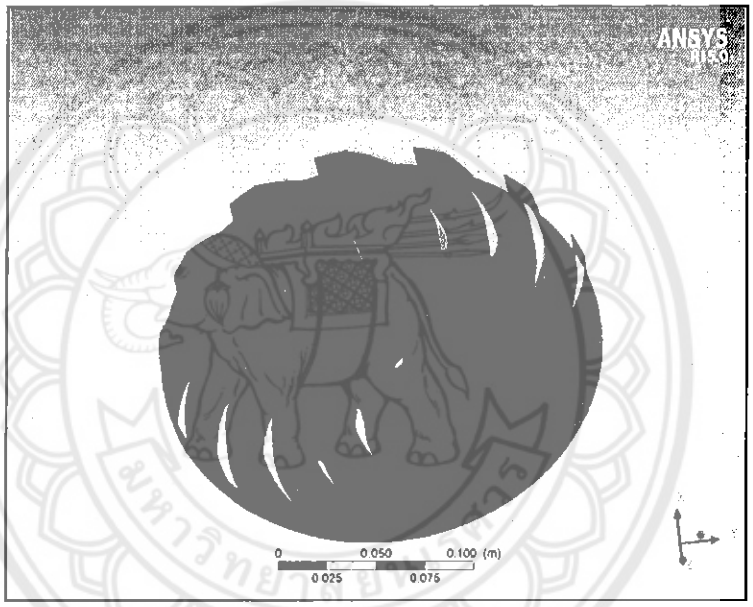
ตารางที่ 4.3 ผลลัพธ์ที่ได้จากการใช้พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ

วิธีเพิ่มประสิทธิภาพ	กำลังที่เพลา (kW)		ประสิทธิภาพ	
	ค่าจากการจำลอง	เพิ่มจากปกติ	ค่าจากการจำลอง	เพิ่มจากปกติ
ตัดปลายใบพัด	1.319	0.392	55.44 %	16.47 %

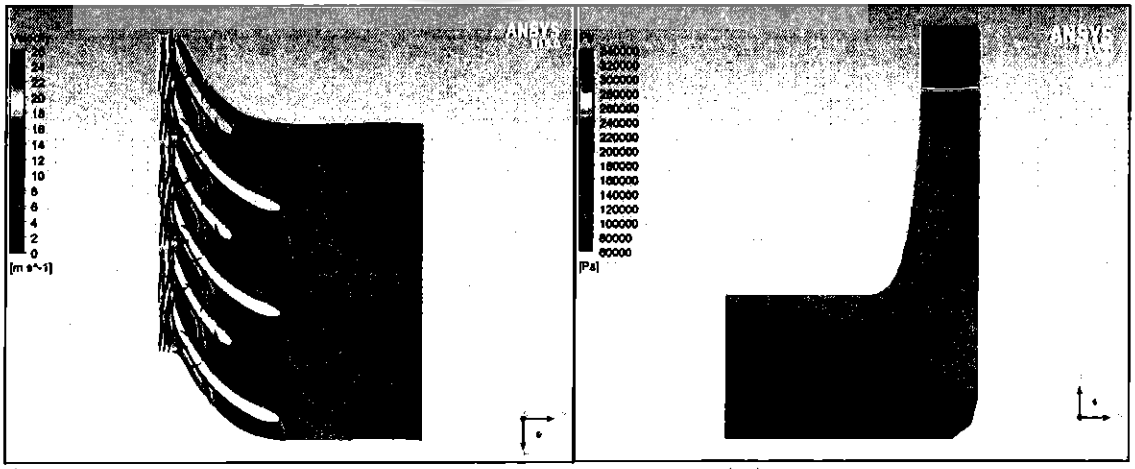
4.2.2 การเพิ่มใบพัดปรับทิศทางการไหล

การเพิ่มใบพัดปรับทิศทางการไหล (Splitter blade) โดยใช้ลักษณะใบพัดที่เพิ่มเข้าไปเป็นลักษณะเดียวกันกับใบพัดรูปแบบเดิม แต่ลดความยาวลงครึ่งหนึ่งเพื่อให้สามารถติดตั้งได้ในทางปฏิบัติ แบบจำลองสามมิติดังรูปที่ 4.5 ถูกนำไปจำลองการไหลของน้ำโดยใช้พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ ที่ซึ่งแสดงค่าการกระจายความเร็วและความดันดังรูปที่ 4.6

จากภาพการกระจายความเร็วพบว่า เวกเตร์ความเร็วมีทิศทางที่แสดงถึงความราบเรียบของการไหลภายช่องระหว่างใบพัดมากกว่าใบพัดแบบปกติ ซึ่งได้สามารถวิเคราะห์ค่าประสิทธิภาพและกำลังที่เพลาได้ตามตารางที่ 4.4 จากตารางที่ 4.4 พบว่ากำลังที่เพลาเป็น 1.227 กิโลวัตต์ และประสิทธิภาพเป็น 51.58 %



รูปที่ 4.5 แบบจำลอง 3 มิติของใบพัดที่เพิ่มใบพัดปรับทิศทางการไหล



รูปที่ 4.6 แบบจำลองความเร็ว (ซ้าย) และความดัน (ขวา) ของใบพัดที่เพิ่มใบพัดปรับทิศทางการไหล

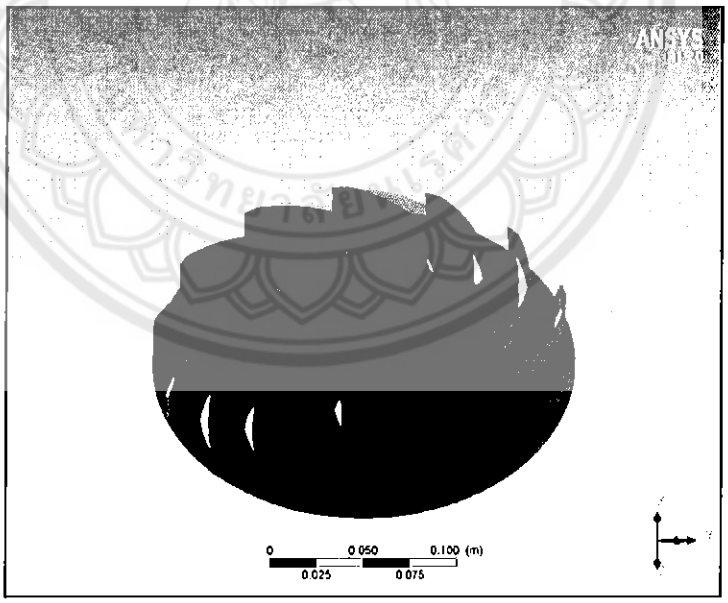
ตารางที่ 4.4 ผลลัพธ์ที่ได้จากการใช้พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ

วิธีเพิ่มประสิทธิภาพ	กำลังที่เพลา (kW)		ประสิทธิภาพ	
	ค่าจากการจำลอง	เพิ่มจากปกติ	ค่าจากการจำลอง	เพิ่มจากปกติ
เพิ่มใบพัดปรับทิศทางการไหล	1.227	0.3	51.58 %	12.61 %

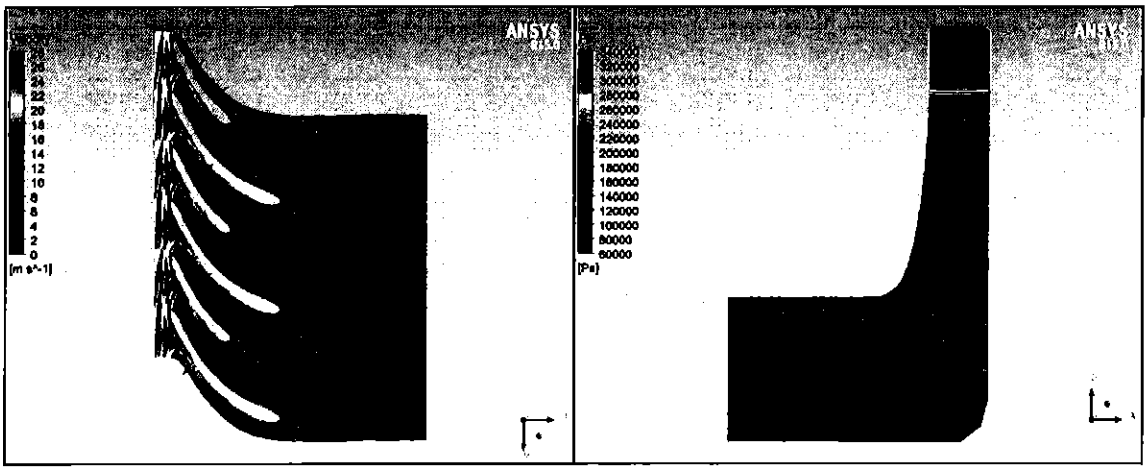
4.2.3 การรวมการตัดปลายใบพัดและการเพิ่มใบพัดปรับทิศทางการไหลเข้าด้วยกัน

ในโครงการวิจัยนี้เสนอการรวมวิธีเพิ่มประสิทธิภาพเข้าด้วยกัน โดยทำการตัดปลายใบพัดและเพิ่มใบพัดปรับทิศทางการไหลในแบบจำลอง 3 มิติดังรูปที่ 4.7 เมื่อนำแบบจำลองดังกล่าวไปจำลองการไหลของน้ำภายในกังหัน สามารถแสดงการกระจายความเร็วและความดันได้ดังรูปที่ 4.8 ซึ่งพบความราบเรียบของการไหลระหว่างใบพัดมากกว่าการไหลภายในกังหันที่ติดตั้งใบพัดแบบปกติ และรวมถึงการพบขนาดการหมุนวนที่ลดลงภายในช่องที่ทางเข้าใบพัด ซึ่งเป็นผลจากการตัดปลายใบพัด และเพิ่มใบพัดปรับทิศทางการไหล ซึ่งให้ค่าประสิทธิภาพและกำลังที่เพลาได้ตามตารางที่ 4.5

จากตารางที่ 4.5 พบว่ากำลังที่เพลาเป็น 1.364 กิโลวัตต์ และมีค่าประสิทธิภาพเป็น 57.25 %



รูปที่ 4.7 ใบพัดที่ถูกตัดปลายใบพัดและเพิ่มใบพัดปรับทิศทางการไหล



รูปที่ 4.8 แบบจำลองความเร็ว (ซ้าย) และความดัน (ขวา) ของใบพัดที่ถูกตัดปลาย**ใบพัดและเพิ่ม**ใบพัดปรับทิศทางการไหล

ตารางที่ 4.5 ผลลัพธ์ที่ได้จากการใช้พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ

วิธีเพิ่มประสิทธิภาพ	กำลังที่เพลา (kW)		ประสิทธิภาพ	
	ค่าจากการจำลอง	เพิ่มจากปกติ	ค่าจากการจำลอง	**เพิ่มจากปกติ**
แบบรวม	1.364	0.437	57.35 %	18.38 %

4.3 การเปรียบเทียบค่าประสิทธิภาพและกำลังที่เพลาของแต่ละวิธี

ค่าประสิทธิภาพและกำลังที่เพลาสามารถผลิตกระแสไฟฟ้าได้ จากวิธีเพิ่ม**ประสิทธิภาพแบบ**ต่างๆ ที่นำเสนอถูกนำมาเปรียบเทียบและแสดงไว้ในตารางที่ 4.6

ตารางที่ 4.6 เปรียบเทียบประสิทธิภาพและกำลังที่เพลาสามารถผลิตกระแสไฟฟ้า**ได้ของแต่ละวิธีจาก**การวิเคราะห์ด้วยพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ

วิธีเพิ่มประสิทธิภาพ	กำลังที่เพลา (kW)		ประสิทธิภาพ	
	ค่าจากการจำลอง	เพิ่มจากปกติ	ค่าจากการจำลอง	เพิ่มจากปกติ
แบบปกติ	0.927	-	38.97 %	-
ตัดปลายใบพัด	1.319	0.392	55.44 %	16.47 %
เพิ่มใบพัดปรับทิศทางการไหล	1.227	0.3	51.58 %	12.61 %
แบบรวม	1.364	0.437	57.35 %	18.38 %

จากตารางที่ 4.6 พบว่าค่าประสิทธิภาพและกำลังที่เพลาที่ได้จากการจำลองการไหลด้วยพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณของวิธีเพิ่มประสิทธิภาพแบบต่างๆทั้งสามวิธีนั้น มีค่าเพิ่มขึ้นจากค่าสมรรถนะของกังหันที่ใช้ใบพัดแบบเดิม

สำหรับใบพัดแบบปกติกำลังเพลาที่ได้เท่ากับ 0.927 กิโลวัตต์ และประสิทธิภาพเท่ากับ 38.97% เมื่อทำการตัดปลายใบพัดได้กำลังที่เพลาเป็น 1.319 กิโลวัตต์ และประสิทธิภาพเป็น 55.44% โดยมีค่ากำลังเพลาที่เพิ่มขึ้นจากใบพัดแบบปกติเท่ากับ 0.392 กิโลวัตต์ และค่าประสิทธิภาพเพิ่มขึ้นจากแบบธรรมดาเท่ากับ 16.47%

ส่วนการเพิ่มใบพัดปรับทิศทางการไหลกำลังที่เพลาเป็น 1.227 กิโลวัตต์ และประสิทธิภาพเพเป็น 51.58% โดยมีค่ากำลังเพลาที่เพิ่มขึ้นจากใบพัดแบบปกติเท่ากับ 0.3 กิโลวัตต์ และค่าประสิทธิภาพเพิ่มขึ้นจากแบบธรรมดาเท่ากับ 12.61%

แบบรวมกันระหว่างการตัดปลายใบและการเพิ่มใบพัดปรับทิศทางการไหลได้กำลังที่เพลาเป็น 1.364 กิโลวัตต์ และประสิทธิภาพเป็น 57.35% โดยมีค่ากำลังเพลาที่เพิ่มขึ้นจากใบพัดแบบปกติเท่ากับ 0.437 กิโลวัตต์ และค่าประสิทธิภาพเพิ่มขึ้นจากแบบธรรมดาเท่ากับ 18.38% ซึ่งเป็นวิธีที่เพิ่มกำลังที่เพลาและประสิทธิภาพได้มากที่สุดจากการเพิ่มประสิทธิภาพทั้งสามวิธี เนื่องจากการตัดปลายใบพัดทำให้ลดการหมุนวนภายในช่องน้ำ และน้ำสามารถไหลเข้าไปในตัวใบพัดได้มากขึ้น ส่วนการเพิ่มใบพัดปรับทิศทางการไหลทำให้ทิศทางการไหลของน้ำระหว่างใบพัดมีความราบเรียบมากขึ้น ซึ่งทั้ง 2 อย่างนี้ทำให้สมรรถนะของเครื่องสูบน้ำแบบแรงเหวี่ยงหนีศูนย์ทำงานแบบกังหันน้ำเพิ่มขึ้น

บทที่ 5

สรุปผลการวิจัย

5.1 สรุปผลการปรับปรุงประสิทธิภาพเครื่องสูบน้ำแบบแรงเหวี่ยงหนีศูนย์ทำงานแบบกังหันน้ำ

จากการจำลองการไหลด้วยพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณพบว่า เครื่องสูบน้ำแบบแรงเหวี่ยงหนีศูนย์ทำงานแบบกังหันน้ำโดยใช้ใบพัดแบบปกติจะได้ประสิทธิภาพเท่ากับ 38.97% และกำลังที่เพลาเท่ากับ 0.927 กิโลวัตต์

เมื่อทำการเพิ่มประสิทธิภาพโดยการตัดปลายใบพัดลงครึ่งหนึ่งพบค่าประสิทธิภาพเท่ากับ 55.44 % และกำลังที่เพลาเท่ากับ 1.319 กิโลวัตต์ โดยมีค่ากำลังเพลาที่เพิ่มขึ้นจากใบพัดแบบปกติเท่ากับ 0.392 กิโลวัตต์ และค่าประสิทธิภาพเพิ่มขึ้นจากแบบธรรมดาเท่ากับ 16.47% ส่วนการเพิ่มใบพัดปรับทิศทางการไหลประสิทธิภาพเท่ากับ 51.58% และกำลังที่เพลาเท่ากับ 1.227 กิโลวัตต์โดยมีค่ากำลังเพลาที่เพิ่มขึ้นจากใบพัดแบบปกติเท่ากับ 0.3 กิโลวัตต์ และค่าประสิทธิภาพเพิ่มขึ้นจากแบบธรรมดาเท่ากับ 12.61%

แต่เมื่อนำทั้ง 2 วิธีมารวมกันคือ การรวมกันระหว่างการตัดปลายใบพัดและการเพิ่มใบพัดปรับทิศทางการไหล ได้ค่าประสิทธิภาพเพิ่มมากที่สุด โดยมีค่าเป็น 57.35% และกำลังที่เพลาเท่ากับ 1.364 กิโลวัตต์ โดยมีค่ากำลังเพลาที่เพิ่มขึ้นจากใบพัดแบบปกติเท่ากับ 0.437 กิโลวัตต์ และค่าประสิทธิภาพเพิ่มขึ้นจากแบบธรรมดาเท่ากับ 18.38% เนื่องจากการตัดปลายใบพัดทำให้ลดการหมุนวนภายในช่องน้ำ และน้ำสามารถไหลเข้าไปในตัวใบพัดได้มากขึ้น ส่วนการเพิ่มใบพัดปรับทิศทางการไหลทำให้ทิศทางการไหลของน้ำระหว่างใบพัดมีความราบเรียบมากขึ้น ซึ่งทั้ง 2 อย่างนี้ทำให้สมรรถนะของเครื่องสูบน้ำแบบแรงเหวี่ยงหนีศูนย์ทำงานแบบกังหันน้ำเพิ่มขึ้น

5.2 ข้อเสนอแนะ

5.2.1 ควรนำผลที่ได้จากแบบจำลองไปทดสอบในห้องปฏิบัติการ

เอกสารอ้างอิง

1. **การไฟฟ้าฝ่ายผลิตแห่งประเทศไทย.** *www.egat.co.th.* [ออนไลน์] 2558. [สืบค้นเมื่อ 28 11 2558.] http://www.egat.co.th/index.php?option=comcontent&view=article&id=77&Itemid=200.

2. **กระทรวงพลังงาน.** กระทรวงพลังงาน. *http://energy.go.th/2015/.* [ออนไลน์] 2558. [สืบค้นเมื่อ 26 10 2558.] www.dede.go.th/download/state58/sit5758/sit2aug.pdf.

3. **การไฟฟ้าฝ่ายผลิตแห่งประเทศไทย.** *www.egat.co.th.* [ออนไลน์] 2558. [สืบค้นเมื่อ 29 11 2558.] www.egat.co.th/index.php?option=com_content&view=article&id=325&Itemid=207.

4. **กระทรวงพลังงาน.** *www.dede.go.th.* [ออนไลน์] 2558. [สืบค้นเมื่อ 29 11 2558.] www.dede.go.th/ewt_news.php?nid .

5. *End suction centrifugal pump operating in turbine mode for microhydro applications.* **M. Ismail et al.** 2014, Advances in Mechanical Engineering, หน้า 1-7.

6. *Theoretical, numerical and experimental prediction of pump as turbine performance 507–513, 2012.* **S. Yang et al.** 2012, Renewable Energy, หน้า 507-513.

7. *Numerical research on effects of splitter blades to the influence of pump as turbine.* **S. Yang et al.** 2012, Int J Rotating Mach, หน้า 1-9.

8. *Research on blade thickness influencing pump as turbine.* **S. Yang et al.** 2014, Advances in Mechanical Engineering, หน้า 1-8.

9. *Experimental numerical and theoretical research on impeller diameter .nfluencing centrifugal pump-as-turbine.* **S.Yang et al.** 2013, Int J Energy Engineering, หน้า 299-307.

10. *Experimental work on the modification of impeller tips of a centrifugal pump as a turbine.* **M. Suarda et al.** 2006, In: Proceedings of the 2nd jointinternational conference on susta-inable energy and environment.

11. *Effect of blade wrap angle influencing a pump as turbine.* **S. Yang et al.** 2012, Int J Fluid Engineering, หน้า 1-8

เอกสารอ้างอิง (ต่อ)

12. *Numerical optimization of guide vanes and reducer in pump running in turbine mode.* **V. A. Patel et al.** 2013, Procedia Engineering, หน้า 797-802.

13. **สมเกียรติ บุญณสะ.** *วิศวกรรมโรงจักรต้นกำลัง (Powerplant engineering).* **กรุงเทพฯ : โรง**พิมพ์ พิทักษ์อักษร, 2547.

14. **9engineer.** *www.9engineer.com.* [ออนไลน์] 4 10 2552. [สืบค้นเมื่อ 10 10 2558.] http://www.9engineer.com/index.php?m=article&a=show&article_id=463.

15. **สุเทพ แก้วนัย.** *คู่มือเครื่องสูบน้ำ (Pump handbook).* กรุงเทพฯ : สำนักพิมพ์ **ท้อป,** 2554.

16. **Calpeda.** End-Suction Centrifugal Pumps. [ออนไลน์] 02 2015. [สืบค้นเมื่อ 9 10 2015.] http://www.calpeda.com/products/n-n4.

ประวัติผู้ดำเนินโครงงาน

ชื่อ นางสาวฐาพิมล มาทอง
ภูมิลำเนา 49/3 ม.7 ต.วัดจันทร์ อ.เมือง จ.พิษณุโลก
วันเดือนปีเกิด วันที่ 17เดือน เมษายน พ.ศ.2537
ประวัติการศึกษา
จบระดับมัธยมศึกษาจาก โรงเรียนพิษณุโลกพิทยาคม
ปัจจุบันกำลังศึกษาในระดับปริญญาตรีชั้นปีที่ 4
สาขาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยนเรศวร
E-mail: th.mathong@hotmail.com

ชื่อ นายศักดิ์รพี มีมาก
ภูมิลำเนา 2/21 ถนน เทศบาล1 ซอย3 ต.ปากเพรียว อ.เมือง จ.สระบุรี
วันเดือนปีเกิด วันที่ 24 เดือน กรกฎาคม พ.ศ.2536
ประวัติการศึกษา
จบระดับมัธยมศึกษาจาก โรงเรียนสวนกุหลาบวิทยาลัยสระบุรี
ปัจจุบันกำลังศึกษาในระดับปริญญาตรีชั้นปีที่ 4
สาขาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยนเรศวร
E-mail: Sakrapeemeemark@gmai.com

ชื่อ นายอาทิตย์ โพธิ์วัน
ภูมิลำเนา 135/1 หมู่5 ต.ไทรย้อย อ.เนินมะปราง จ.พิษณุโลก
วันเดือนปีเกิด วันที่ 27 เดือน มีนาคม พ.ศ.2537
ประวัติการศึกษา
จบระดับมัธยมศึกษาจาก โรงเรียนเนินมะปรางศึกษาวิทยา
ปัจจุบันกำลังศึกษาในระดับปริญญาตรีชั้นปีที่ 4
สาขาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยนเรศวร
E-mail: athitphowan@gmail.com