

การศึกษาทิศทางการไหลของอากาศภายในตู้แช่แบบเปิด

STUDY OF AIRFLOW INSIDE THE OPEN DISPLAY REFRIGERATOR

กฤตภาส	วนสัมพันธ์
ศิวิชัย	โพธิ์กูรูบุตรรักษ์
อนุชิต	เทียนชัยมงคล

ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ปีการศึกษา 2558

การศึกษาทิศทางการไหลของอากาศภายในตู้แช่แบบเปิด

STUDY OF AIRFLOW INSIDE THE OPEN DISPLAY REFRIGERATOR

กฤตภาส	วนส์ณท์
ศิวไชย	โพธิ์กรคุปตรักษ์
อนุชิต	เทียนชัยมงคล

ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต  
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล  
คณะวิศวกรรมศาสตร์  
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง  
ปีการศึกษา 2558

# STUDY OF AIRFLOW INSIDE THE OPEN DISPLAY REFRIGERATOR

KRITTAPAST      VANASANT  
SIWACHAI      POTHIKUNKUPPATARAK  
ANUCHIT      THIENCHAIMONGKOL

A THESIS SUBMITTED IN PARTIAL FULFILLMENT  
OF THE REQUIREMENT FOR THE DEGREE OF  
BACHELOR OF ENGINEERING IN MECHANICAL ENGINEERING  
FACULTY OF ENGINEERING  
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG  
2015

ปริญญาโทปีการศึกษา 2558  
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์  
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เรื่อง การศึกษาทิศทางการไหลของอากาศภายในตู้แช่แบบเปิด  
STUDY OF AIRFLOW INSIDE THE OPEN DISPLAY REFRIGERATOR

ผู้จัดทำ

- |                                 |              |          |
|---------------------------------|--------------|----------|
| 1. นายกฤตภาส วนสัมพันธ์         | รหัสประจำตัว | 55010032 |
| 2. นายศิวิชัย โพธิ์กูรคุปตรักษ์ | รหัสประจำตัว | 55011213 |
| 3. นายอนุชิต เทียนชัยมงคล       | รหัสประจำตัว | 55011402 |

ณัฐวัฒน์

อาจารย์ที่ปรึกษา

(ผศ.ดร.ณัฐวิภา เจียรระโนวชิระ)

## การศึกษาทิศทางการไหลของอากาศภายในตู้แช่แบบเปิด

นายกฤตภาส	วนสันต์	55010032
นายศิวิชัย	โพธิ์กูรูคุปตรักษ์	55011213
นายอนุชิต	เทียนชัยมงคล	55011402
ผศ.ดร.ณัฐวิภา	เจียรระโนวชิระ	อาจารย์ที่ปรึกษา
รศ.ดร.ชินรักษ์	เจียรพงษ์	อาจารย์ที่ปรึกษาร่วม
รศ.ดร.จารุวัตร	เจริญสุข	อาจารย์ที่ปรึกษาร่วม
ปีการศึกษา 2558		

### บทคัดย่อ

โครงการนี้เป็นการวิเคราะห์เพื่อศึกษาและปรับปรุงการไหลของอากาศภายในตู้แช่แบบเปิด โดยมุ่งเน้นไปที่การไหลของอากาศผ่านช่องมุมหัก แบบจำลองที่ใช้มีลักษณะแตกต่างจากตู้แช่จริง เล็กน้อยอันเนื่องมาจากข้อจำกัดของซอฟต์แวร์ ในส่วนของคอยล์เย็นซึ่งไม่สามารถวาดครีปได้จะใช้ค่าสัมประสิทธิ์การสูญเสียที่คำนวณได้แทน ในการศึกษาจะจำลองการไหลของอากาศภายในตู้แช่ด้วยโปรแกรมAutodesk CFD ที่มุมพัดลมต่างกันและที่มุมบังคับทิศทางการไหลมุมต่างๆกัน โดยศึกษาจากความดันและอัตราการไหลของอากาศที่ได้จากการจำลอง ผลที่ได้คือที่มุมของพัดลมมีผลต่อการไหลมากกว่าการสร้างมุมบังคับทิศทางการไหล ที่มุมพัดลม  $105^{\circ}$  ให้อัตราการไหลที่ดีที่สุด โดยเพิ่มขึ้นจากเดิม 13.51% ในส่วนของมุมบังคับทิศทางการไหล ที่มุม  $60^{\circ}$  มีอัตราการไหลที่ดีที่สุด แต่ที่มุม  $45^{\circ}$  ให้อัตราการไหลน้อยกว่าเพียงเล็กน้อย ในขณะที่มีความดันต่ำกว่าทำให้ใช้กำลังพัดลมต่ำกว่า โดยที่มุม  $60^{\circ}$  อัตราการไหลมีค่าเพิ่มเพิ่มขึ้น 8.1% ในขณะที่มุม  $45^{\circ}$  อัตราการไหลมีค่าเพิ่มขึ้น 5.4%

## STUDY OF AIRFLOW INSIDE THE OPEN DISPLAY REFRIGERATOR

Krittapast	Vanasant	55010032
Siwachai	Pothikunkuppataarak	55011213
Anuchit	thienchaimongkol	55011402
Assist.Prof.Dr.Nuthvipa	Jayranawachira	Advisor
Assoc.Prof.Dr.Chinaruk	Thianpong	Co. Advisor
Assoc.Prof.Dr.Jaruwat	Charoensuk	Co. Advisor

Year 2558

### ABSTRACT

This project is about analysis and improvement of the airflow inside the open display refrigerator. The project focuses on the airflow through the bending part. The model is slightly different from the real refrigerator due to limitations of the software. The evaporator part had been replaced by loss coefficient instead of loss from fins. To study the airflow, simulation inside the open display refrigerator had been made, by simulate the airflow with different fan angle and different guide-vane angle. The result shows that fan angle affect airflow more than guide-vane. The  $105^\circ$  fan angle has the best airflow, which increase airflow by 13.51%. In the guide-vane part,  $60^\circ$  guide-vane is gives the best airflow. But at  $45^\circ$  guide-vane, flow rate is slightly less than  $60^\circ$  guide-vane and produce less pressure which mean fewer loads for the fan. The  $60^\circ$  guide-vane increase airflow by 8.1% and  $45^\circ$  guide-vane increase airflow by 5.4%.

## กิตติกรรมประกาศ

การวิจัยครั้งนี้สำเร็จลุล่วงไปด้วยดี ด้วยความช่วยเหลือของ รศ.ดร.ชินรัชช์ เขียรพงศ์, รศ.ดร.จารุวัตร เจริญสุข และ ผศ.ดร.ณัฏวิภา เจียรระโนวชิระ ซึ่งได้ให้คำแนะนำและข้อคิดเห็นต่างๆอันเป็นประโยชน์อย่างยิ่งในการวิจัย ทั้งยังช่วยแก้ปัญหาต่างๆที่เกิดขึ้นในการวิจัย

ขอบคุณบริษัท เทอร์มีเดซ จำกัด. ที่ได้ให้ความร่วมมือเอื้อเฟื้อวัสดุดิบ, อุปกรณ์ และสถานที่ในการวิจัย ทั้งยังให้ข้อมูลความรู้ซึ่งเป็นประโยชน์ต่อการวิจัยครั้งนี้

ท้ายที่สุดขอขอบพระคุณบิดา-มารดาผู้ให้กำเนิดที่ทำให้ข้าพเจ้ามีวันนี้ ขอบพระคุณที่อบรมสั่งสอนเลี้ยงดูและให้การศึกษ ทั้งยังให้กำลังใจและดูแลข้าพเจ้าเสมอมา

นายภฤตภาส	วนส์ณธ์
นายศิวไชย	โพธิ์กูรคุปตรักษ์
นายอนุชิต	เทียนชัยมงคล

# สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย .....	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	II
กิตติกรรมประกาศ.....	III
สารบัญ.....	IV
สารบัญตาราง.....	VII
สารบัญรูป.....	VIII
บทที่ 1 บทนำ.....	1
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญ.....	1
1.2 วัตถุประสงค์ของการศึกษา.....	1
1.3 ผลที่คาดว่าจะได้รับ.....	1
1.4 ขอบเขตการศึกษา.....	1
1.5 ขั้นตอนการดำเนินงาน.....	1
บทที่ 2 วรรณกรรมปริทัศน์และทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง.....	2
2.1 ตู้แช่แบบเปิด.....	2
2.2 Computational Fluid Dynamics (CFD) Software.....	2
2.3 กลศาสตร์ของไหล (Fluid Mechanics).....	2
2.3.1 Static, Stagnation, Dynamic, and Total Pressure.....	3
2.3.2 Viscous Flow in Pipes.....	4
2.4 การวัดความเร็วลม.....	5
2.5 Hot Wire Anemometer.....	5
บทที่ 3 การออกแบบการทดลองและการคำนวณ.....	6
3.1 แบบจำลอง.....	6
3.1.1 แบบของตู้จริง.....	6
3.1.2 แบบจำลองที่ใช้การได้.....	7
3.1.3 ส่วนประกอบหลัก.....	7
3.2 การออกแบบตามสมมติฐาน.....	9
3.2.1 การเปลี่ยนมุมพัดลม.....	9
3.2.2 การเปลี่ยนมุมบังคับทิศทางการไหลของตู้.....	9

## สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
3.3 การวัด.....	10
3.3.1 การวัดความเร็วลม.....	10
3.3.2 การวัดความดัน.....	10
3.4 ข้อมูลจากการทดลอง.....	11
3.4.1 ความเร็ว.....	11
3.4.2 ความดัน.....	12
บทที่ 4 Validation.....	14
4.1 Validation คือ.....	14
4.2 การตั้งค่าโปรแกรม.....	14
4.2.1 แบบจำลอง.....	14
4.2.2 กำหนดประเภทวัสดุ.....	15
4.2.3 Boundary Condition.....	17
4.2.4 Meshing.....	17
4.2.5 Solving.....	19
4.3 Advection Scheme.....	20
4.4 Mesh Independence.....	22
4.5 เปรียบเทียบข้อมูล.....	24
4.6 Tuning.....	24
บทที่ 5 ผลการทดลอง.....	25
5.1 ผลจากการเปลี่ยนมุมพัดลม.....	25
5.1.1 พฤติกรรมการไหล.....	27
5.1.2 เปรียบเทียบความดัน.....	31
5.1.3 ผลการศึกษาต่อจากแนวโน้ม.....	32
5.2 ผลจากการเปลี่ยนมุมบังคับทิศทางการไหล.....	33
5.2.1 พฤติกรรมการไหล.....	35
5.2.2 เปรียบเทียบความดัน.....	41

## สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
บทที่ 6 สรุปผลการทดลอง.....	43
6.1 ผลการทดลอง.....	43
6.2 ข้อควรระวัง.....	43
เอกสารอ้างอิง.....	44

## สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
3.1 การวัดความเร็วลมครั้งที่ 1.....	11
3.1 การวัดความเร็วลมครั้งที่ 2.....	11
3.3 ความดันก่อนเข้าคอยล์ (Static).....	12
3.4 ความดันหลังออกคอยล์ (Total).....	12
3.5 ความดันหลังออกคอยล์ (Static).....	12
3.6 ความดันตกคร่อมคอยล์เย็น.....	13
4.1 ผลการทดลองที่ Scheme ต่างๆกัน.....	20
4.2 ผลการทดลองที่เมช 400k, 600k และ 1m.....	22

## สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
2.1 จุดวัดความดันจลน์และความดันสถิตย์.....	3
2.2 ตัวอย่าง Traverse Reading.....	4
2.3 Hot Wire Anemometer.....	5
2.4 U-Tube Manometer.....	5
3.1 แบบสองมิติ.....	6
3.2 แบบของตู้จริง.....	6
3.3 แบบที่ใช้ในโปรแกรม.....	7
3.4 ส่วนประกอบหลักของแบบจำลอง.....	8
3.5 มุมพัดลมต่างๆตามสมมุติฐาน.....	9
3.6 มุมต่างๆของมุมบังคับทิศทางไหลตามสมมุติฐาน.....	9
3.7 ช่องลมเข้า.....	10
3.8 การแบ่งช่องวัด.....	10
3.9 จุดวัดความดันตกร่อม.....	10
3.10 จุดวัดความดัน.....	11
4.1 แบบจำลองตัดครึ่ง.....	14
4.2 ก่อนและหลัง Void Fill.....	14
4.3 กำหนดส่วนที่เป็นของแข็ง.....	15
4.4 กำหนดส่วนที่เป็นของไหล.....	15
4.5 กำหนดคอยล์เป็น Resistance.....	16
4.6 กำหนด Rotating Region.....	16
4.7 กำหนด Boundary Condition.....	17
4.8 Compress (No mesh).....	17
4.9 ลดขนาดของเมช.....	18
4.10 ปรับเมชเป็น Uniform.....	18
4.11 Refine Mesh.....	19
4.12 ตั้งค่า Advection และ Iteration.....	19
4.13 กราฟที่ได้จากการจำลองที่ Scheme ต่างๆกัน.....	21
4.14 การตั้งแกน XYZ.....	22
4.15 เปรียบเทียบกราฟของ mesh 200k และ 1m.....	23
4.16 แบบใบพัด.....	24

## สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
5.1 กราฟเปรียบเทียบอัตราการไหลที่มุมพัดลมต่างๆ.....	25
5.2 กราฟเปรียบเทียบความดันที่มุมพัดลมต่างๆ.....	25
5.3 พฤติกรรมการไหลของอากาศที่มุมพัดลม $90^\circ$ .....	28
5.4 พฤติกรรมการไหลของอากาศที่มุมพัดลม $75^\circ$ .....	29
5.5 พฤติกรรมการไหลของอากาศที่มุมพัดลม $105^\circ$ .....	30
5.6 เปรียบเทียบความดันของมุมพัดลมที่ $75^\circ$ , $90^\circ$ และ $105^\circ$ .....	31
5.7 กราฟเปรียบเทียบอัตราการไหลที่มุมพัดลมต่างๆ.....	32
5.8 กราฟเปรียบเทียบความดันที่มุมพัดลมต่างๆ.....	32
5.9 กราฟเปรียบเทียบอัตราการไหลที่มุมบังคับการไหลต่างๆ.....	33
5.10 กราฟเปรียบเทียบความดันที่มุมบังคับการไหลต่างๆ.....	33
5.11 พฤติกรรมการไหลของอากาศที่มุมบังคับการไหล $90^\circ$ .....	36
5.12 พฤติกรรมการไหลของอากาศที่มุมบังคับการไหล $75^\circ$ .....	37
5.13 พฤติกรรมการไหลของอากาศที่มุมบังคับการไหล $60^\circ$ .....	38
5.14 พฤติกรรมการไหลของอากาศที่มุมบังคับการไหล $45^\circ$ .....	39
5.15 พฤติกรรมการไหลของอากาศที่มุมบังคับการไหล $30^\circ$ .....	40
5.16 เปรียบเทียบความดันของมุมบังคับการไหลต่างๆ.....	42

# บทที่ 1

## บทนำ

### 1.1 ความเป็นมาและความสำคัญ

ในปัจจุบันพลังงานเป็นสิ่งที่เป็นอย่างมากในชีวิตประจำวัน เครื่องอำนวยความสะดวกต่างๆในชีวิตประจำวันนั้นล้วนใช้พลังงานทั้งสิ้น แต่ทว่าพลังงานที่ใช้ในปัจจุบันนั้นมีจำกัด ดังนั้นการใช้พลังงานที่มีอยู่อย่างจำกัดให้เกิดประโยชน์สูงสุดจึงเป็นสิ่งที่ควรกระทำอย่างยิ่งในปัจจุบัน

ในการใช้พลังงานทุกประเภทย่อมเกิดการสูญเสียพลังงาน (Loss) ทั้งสิ้น โดยส่วนมากจะสูญเสียออกมาในรูปของความร้อน การทำให้เครื่องให้ใช้ต่างๆมีการสูญเสียพลังงานน้อยที่สุด หรือกล่าวคือทำให้อุปกรณ์มีประสิทธิภาพสูงที่สุดจึงเป็นสิ่งที่นักวิจัยและนักพัฒนาทั้งหลายสนใจ โดยเฉพาะในเครื่องใช้ไฟฟ้าบางประเภทซึ่งมีการเปิดใช้งานตลอดวัน เช่น ตู้เย็น

ตู้เย็นเป็นสิ่งอำนวยความสะดวกที่มีอยู่ทุกครัวเรือน นอกจากนั้นยังใช้มากในห้างสรรพสินค้าและอุตสาหกรรม ในการศึกษาครั้งนี้มุ่งเน้นไปที่ตู้แช่แบบที่ใช้กันมากในห้างสรรพสินค้าและร้านสะดวกซื้อ คือ ตู้แช่แบบเปิด (Open Display Refrigerator) โดยมีเป้าหมายในการพัฒนาการไหลของอากาศผ่านมุมหักของตู้ด้วยการวิเคราะห์การไหลของอากาศผ่านโปรแกรม Autodesk CFD

### 1.2 วัตถุประสงค์ของการศึกษา

1. ปรับปรุงการไหลของอากาศผ่านมุมหัก  $90^\circ$  ของตู้แช่แบบเปิด
2. เปรียบเทียบการไหลของอากาศด้วยความช่วยเหลือของโปรแกรม Autodesk CFD

### 1.3 ผลที่คาดว่าจะได้รับ

1. สามารถพัฒนาการไหลของอากาศโดยการจำลองการไหลของอากาศภายในตู้แช่จากโปรแกรม Autodesk CFD
2. เปรียบเทียบข้อดีและข้อเสียของช่องการไหลรูปแบบต่างๆ

### 1.4 ขอบเขตการศึกษา

1. ออกแบบช่องการไหลและศึกษารูปแบบการไหลของอากาศตามสมมุติฐานที่ตั้งขึ้น
2. จำลองการไหลของอากาศตามสมมุติฐานที่คาดไว้ด้วยโปรแกรม Autodesk CFD

### 1.5 ขั้นตอนการดำเนินงาน

1. ทำการศึกษาโปรแกรม CFD และการทำงานของตู้แช่แบบเปิด
2. วัดขนาดต่างๆของตู้
3. ออกแบบแบบจำลองที่ต่าง ๆ กัน
4. วัดค่าความดันและความเร็วลมที่จุดต่างๆ
5. Validate โปรแกรม
6. จำลองการไหลของแบบจำลองที่ต่าง ๆ กัน
7. สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะสำหรับการพัฒนาในอนาคต

## บทที่ 2

# วรรณกรรมปริทัศน์และทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

### 2.1 ตู้แช่เย็นแบบเปิด

ม่านอากาศถูกใช้เพื่อกั้นอากาศภายนอกเข้าไปในตัวตู้แช่ ทำให้สะดวกต่อการเลือกซื้อของสินค้า เพราะเหตุนี้จึงมีปัจจัยหลายอย่างที่ทำให้ตู้แช่กินพลังงานมากขึ้น เช่น การแผ่ความร้อนของอุณหภูมิห้อง ความร้อนจากหลอดไฟภายในตู้ และการเลือกหยิบสินค้า แต่อย่างไรก็ตามการปนเปื้อนของอากาศภายนอกในม่านอากาศทำให้เกิดการสิ้นเปลืองพลังงานมากที่สุด จากการประมาณพบว่า 75% ของการสิ้นเปลืองพลังงานมาจากการปนเปื้อนในม่านอากาศและอาจสูงถึง 90% นอกจากนี้ยังพบว่า 50% ของพลังงานที่ใช้ในซูเปอร์มาร์เก็ต (Supermarket) มาจากการแช่เย็น เนื่องจากความชื้นที่ไหลเข้าไปในวงจรจะทำให้เกิดน้ำแข็งที่คอยล์เย็น ทำให้ประสิทธิภาพในการแช่เย็นลดลงและต้องละลายน้ำแข็งบ่อยขึ้น ดังนั้นการลดปริมาณอากาศภายนอกที่เข้าไปในวงจรจะช่วยประหยัดพลังงานและเพิ่มประสิทธิภาพได้เป็นอย่างมาก

ในการศึกษาเกี่ยวกับตู้แช่แบบเปิดที่ผ่านมา นักวิจัยส่วนใหญ่ให้ความสำคัญกับภาพรวมของตู้แช่ โดยไม่ได้ลงลึกไปที่การไหลของม่านอากาศซึ่งเป็นปัจจัยสำคัญปัจจัยหนึ่ง ในการทำความเข้าใจลักษณะของม่านอากาศจึงมีการศึกษาด้วยโปรแกรม CFD แต่ผลการจำลองที่ได้นั้นไม่เห็นพ้องกับค่าที่วัดได้ อาจเป็นเพราะความซับซ้อนภายในตู้แช่และลักษณะภายในม่านอากาศ นอกจากนี้ยังมีการศึกษาด้วยวิธีการ PIV (Particle Image Velocimetry) โดยใช้ทางเข้าที่ต่างกัน แต่ยังไม่มีการศึกษาเกี่ยวกับลักษณะการไหลและโครงสร้างของม่านอากาศ

เนื่องจากการจำลองการไหลของอากาศทั้งตู้แช่นั้นทำได้ยาก หรือแทบเป็นไปไม่ได้ เนื่องจากการไหลของอากาศที่ซับซ้อนในม่านลมและด้านหน้าของตู้ ดังนั้นในการทดสอบวิธีที่ง่ายที่สุดคือการใช้อุปกรณ์ทางเข้าที่ต่างกันเพื่อสำรวจว่าการติดตั้งแบบใดทำให้การไหลของอากาศภายในตู้ดีที่สุด เนื่องจากความเร็วที่ได้จากภายในตู้จะถูกส่งออกมาเป็นม่านอากาศ ดังนั้นการไหลของอากาศภายในตู้ที่ดีจะทำให้การสร้างม่านอากาศดีขึ้น

### 2.2 Computational Fluid Dynamics (CFD) Software

CFD เป็นโปรแกรมที่ใช้ในการจำลองการไหลของของไหลต่างๆ เช่น น้ำ, น้ำมัน, อากาศ โดยใช้หลักการทางกลศาสตร์ของไหล (Fluid Mechanics) และการวิเคราะห์เชิงตัวเลข (Numerical Analysis) ร่วมกับอัลกอริทึม (Algorithm) และระบบประมวลผลที่มีประสิทธิภาพ (Computer) โดยสามารถกำหนดขอบเขตและเงื่อนไขต่างๆของการไหลได้

### 2.3 กลศาสตร์ของไหล (Fluid Mechanics)

กลศาสตร์ของไหล คือ วิชาที่ศึกษาพฤติกรรมและการเคลื่อนที่ของของเหลวและแก๊ส ในขณะที่ของไหลหยุดนิ่งหรือเคลื่อนไหว กลศาสตร์ของไหลเป็นวิชาที่ครอบคลุมปรากฏการณ์ต่างๆในชีวิตประจำวัน เช่น ปรากฏการณ์ธรรมชาติ การศึกษาชีววิทยา การคำนวณทางหลักวิศวกรรม และการผลิตในอุตสาหกรรม

กลศาสตร์ของไหลประกอบด้วยสมการทางคณิตศาสตร์ที่ซับซ้อน บางครั้งวิธีหาคำตอบที่ดีที่สุดคือการประยุกต์ใช้ระเบียบวิธีเชิงตัวเลข โดยเฉพาะการประยุกต์ใช้คอมพิวเตอร์ วิทยาการสมัยใหม่

เกี่ยวกับกลศาสตร์ของไหล คือ พลศาสตร์ของไหลเชิงคณนา (Computational Fluid Dynamics, CFD) คือ เครื่องมือที่ถูกใช้ในการแก้ปัญหาทางกลศาสตร์ของไหลโดยเฉพาะ หรือการแก้ปัญหาด้วยการใช้ Particle Image Velocimetry มาใช้สร้างให้เห็นภาพการไหลของของไหลและศึกษาพฤติกรรมของการไหล

สมการที่สำคัญที่สุดในวิชากลศาสตร์ของไหลคือสมการแบร์นูลลีซึ่งเป็นการแสดงถึงการรักษากำลังงานของการไหล โดยสมการจะอยู่ในรูป

$$P + \frac{1}{2}\rho v^2 + \gamma z = \text{Constant along streamline} \quad (2.1)$$

### 2.3.1 Static, Stagnation, Dynamic, and Total Pressure

ความดันบางส่วนเป็นการเปลี่ยนรูปมาจากพลังงานจลน์ของการไหล ในสมการแบร์นูลลีตัวแปรแต่ละเทอมมีหน่วยเป็น  $\text{N/m}^2$  และความดันรวม (Total Pressure) คือ ผลรวมของความดันในสมการแบร์นูลลี

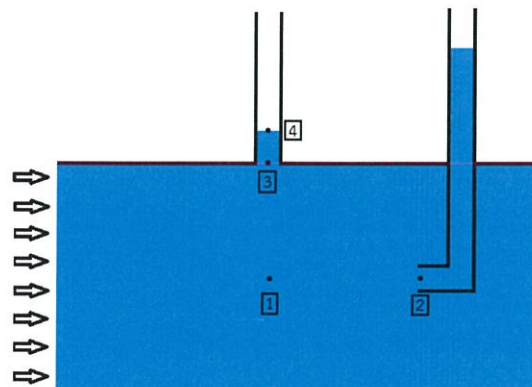
ตัวแปรเทอมแรก  $P$  คือ ความดันสถิตย (Static Pressure) ในการวัดความดันสถิตย เครื่องมือวัดจะต้องเคลื่อนที่ไปกับกรไหล กล่าวคือเครื่องมือวัดเหมือนหยุดนิ่งในของไหล เนื่องจากความเร็วที่สัมพันธ์กันกับการไหล อี กวิธีหนึ่งในการวัดคือเจาะรูผนังและใช้ท่อวัดในลักษณะตำแหน่งที่ 3 ดังรูปที่ 2.1

เทอมที่สาม  $\gamma z$  ไม่ใช่ความดันจริงๆ แต่เป็นการแสดงถึงการเปลี่ยนแปลงของพลังงานศักย โดยเป็นผลมาจากการเปลี่ยนแปลงระดับของของไหล

เทอมที่สอง  $\frac{1}{2}\rho v^2$  คือ ความดันจลน (Dynamic Pressure) จากรูปที่ 2.1 จะเห็นได้ว่าที่ตำแหน่ง 2 เป็นการวัดโดยให้ปลายท่อสวนทางกับทิศทางการไหล พลังงานในการไหลจะดันของไหลไปตามหลอดขึ้นจนมีความสูงและหยุดนิ่ง กล่าวคือความเร็วที่จุดที่สองมีค่าเป็น 0 ( $V_2=0$ ) หรือเรียกได้ว่าเป็นจุดหยุดนิ่งของของไหล (Stagnation Point) โดยที่จุดนี้จะมีความดันสถิตยสูงสุด จากรูปที่ 2.1 จะเขียนสมการได้ว่า

$$P_2 = P_1 + \frac{1}{2}\rho V_1^2 \quad (2.2)$$

จากสมการจะเห็นได้ว่าความดัน  $P_2$  จะมีค่ามากกว่าความดัน  $P_1$  อยู่  $\frac{1}{2}\rho V_1^2$  ซึ่งจำนวนนี้คือความดันจลน กล่าวคือ ความดันจลน = ความดันที่ Stagnation Point - ความดันสถิตย



รูปที่ 2.1 จุดวัดความดันจลนและความดันสถิตย

### 2.3.2 Viscous Flow in Pipes

การไหลของอากาศในตู้แช่เปรียบได้กับการไหลของอากาศในท่อแบบสี่เหลี่ยม ซึ่งมีการสูญเสียอันเกิดจากแรงเสียดทานซึ่งเกิดจากผิวที่ไม่เรียบและการงอของช่องทางไหล จากสมการพลังงานของการไหลแบบอัดตัวไม่ได้ จะสามารถเขียนสมการได้ว่า

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 + h_L \quad (2.3)$$

ในการไหลของอากาศซึ่งมีการสูญเสีย (Loss,  $h_L$ ) เกิดขึ้น การสูญเสียสามารถแบ่งเป็นสองอย่างคือ Major loss และ Minor loss ซึ่ง Major loss เกิดจากผิวที่ไม่เรียบของช่องทางไหลและ Minor loss เกิดจากการงอของช่องทางไหล โดยที่  $h_L = \text{Major loss} + \text{Minor loss}$

$$h_L = f \frac{l}{D} \frac{\rho V^2}{2g} + \sum K_L \frac{V^2}{2g} \quad (2.4)$$

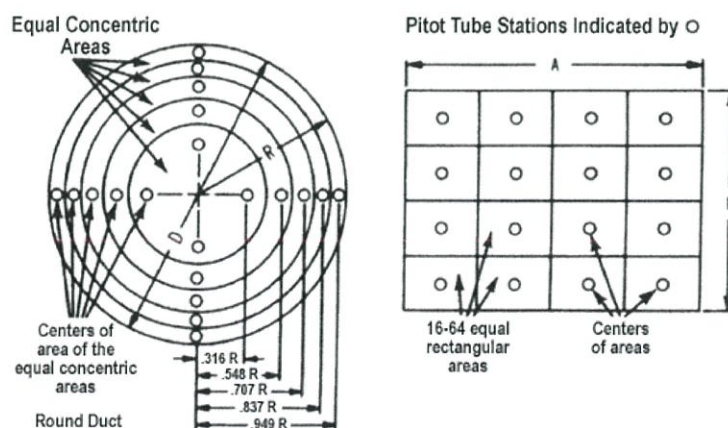
$f$  คือค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานซึ่งสามารถคำนวณได้จากสมการที่ 3 หรือสามารถหาได้จาก Moody chart

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1.8 \log \left[ \left( \frac{\epsilon}{3.7D} \right)^{1.11} + \frac{6.9}{Re} \right] \quad (2.5)$$

$K_L$  คือ ค่าสัมประสิทธิ์การสูญเสียซึ่งเกิดจากการงอของช่องทางไหล สามารถหาได้จากการทดลอง หรือจากตารางค่า  $K_L$  ที่มีอยู่

### 2.4 การวัดความเร็วลม

ปกติแล้วความเร็วลมในหน้าตัดหนึ่งจะมีค่าไม่เท่ากัน เนื่องจากแรงเสียดทานของผนังจะทำให้การไหลบริเวณผนังช้าลง ในการวัดความเร็วเฉลี่ยของช่องการไหลหนึ่ง แต่ละจุดที่วัดจะต้องมีพื้นที่เท่าๆกัน โดยใช้แบบทางการในการวัดความเร็วเฉลี่ยที่เรียกว่า Traverse Readings โดยในรูปที่ 2.2 จะเป็นตัวอย่างการวัดแบบ Traverse Readings การวัดในช่องสี่เหลี่ยมควรวัดอย่างน้อย 16 ค่าและมากที่สุด 64 ค่า โดยหากวัดด้วยความระมัดระวังค่าความผิดพลาดจะต่ำถึง 2%



รูปที่ 2.2 ตัวอย่าง Traverse Reading (<https://www.dwyer-inst.com>)

## 2.4 Hot Wire Anemometer

หลักการทำงานของ Hot Wire Anemometer คือ การให้ความร้อนกับธาตุ โดยความร้อนจะถูกดึงออกไปจากธาตุนั้นๆ โดรนการปะทะของการไหล อุณหภูมิของ hot wire จะถูกทำให้คงที่โดยการให้ความร้อน ความร้อนจะมาจากกระแสไฟฟ้าที่จ่ายเข้าไป กระแสไฟฟ้าที่จ่ายออกไปจะแปรเป็นตัวเลขและใช้ในการวัดความเร็ว หากใช้ Hot Wire วัดการไหลของอากาศที่ปั่นป่วน ค่าที่ได้จะมีค่ามากกว่าปกติเนื่องจากอากาศไหลปะทะ Hot Wire จากหลายทิศทาง

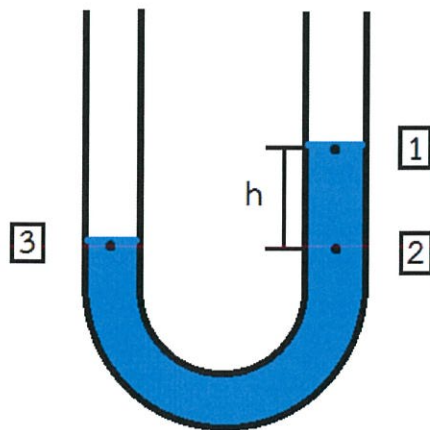


รูปที่ 2.3 Hot Wire Anemometer

## 2.5 U-Tube Manometer

U-Tube Manometer ถูกใช้อย่างแพร่หลายเนื่องจากความง่ายในการใช้ โดยในการวัดความดันจะดูจากความแตกต่างของระดับของไหลซึ่งอยู่ในหลอด ดังรูปที่ 2.4 ความดันที่ได้จะเป็นความดันที่แตกต่างระหว่างจุดสองจุดและเป็นความดันเกจ จากรูปที่ 2.4 ความดันของจุดที่ 3 จะมีค่าเท่ากับความดันของของเหลวที่ความสูง  $h$  คือ

$$P_3 = \rho gh \quad (2.6)$$



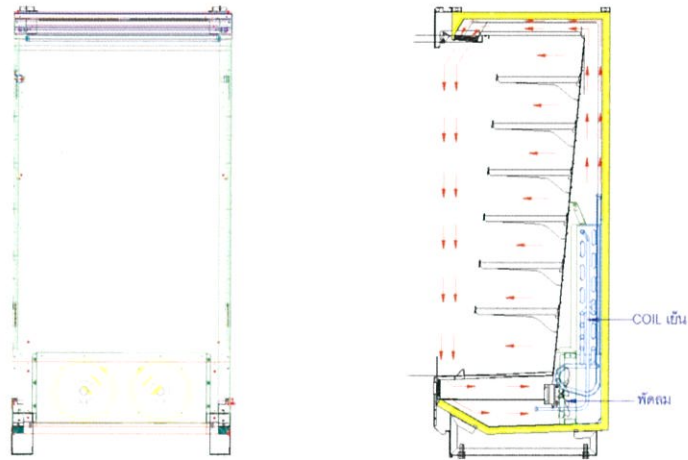
รูปที่ 2.4 U-Tube Manometer

## บทที่ 3

### การออกแบบการทดลองและการคำนวณ

#### 3.1 แบบจำลอง

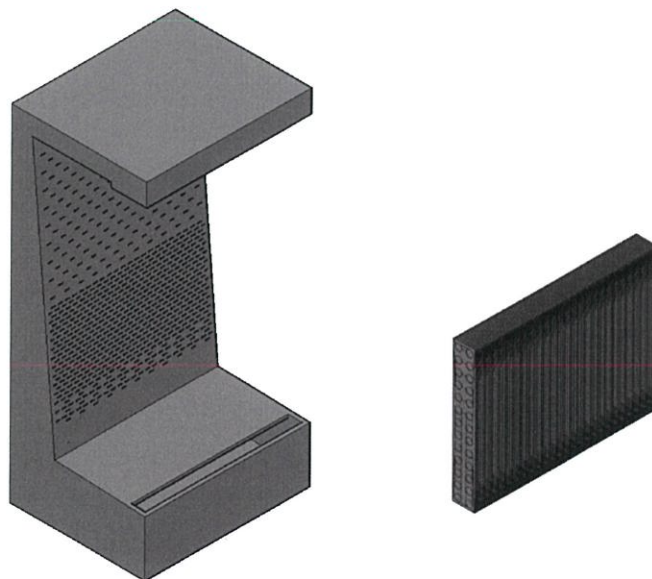
การศึกษานี้ใช้โปรแกรม CFD ช่วยในการวิเคราะห์การไหลของอากาศ จึงต้องมีแบบจำลองของตู้เพื่อใช้ในการวิเคราะห์ ในการวาดจะใช้โปรแกรมออโตแคด (AutoCAD) ข้อมูลที่ใช้ในการวาดจะมาจากแบบสองมิติของ บริษัท เทอร์มีเดช จำกัด. และจากการสำรวจตู้จริง



รูปที่ 3.1 แบบสองมิติ

##### 3.1.1 แบบของตู้จริง

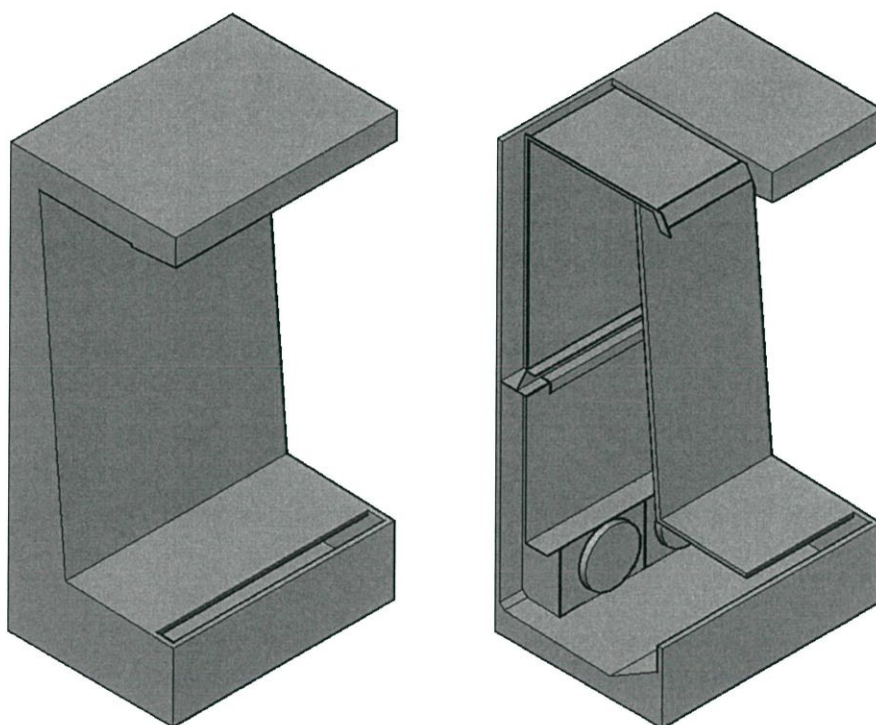
ตู้ของจริงจะมีรูจ่ายลมด้านหน้าและครีบบของคอยล์เย็น ซึ่งในการวาดสามารถทำได้ แต่ไม่สามารถนำไปวิเคราะห์ในโปรแกรมได้เนื่องจากจำนวนเมชที่มากเกินไป โดยทั้งสองมีรูจำนวนมากทำให้เกิดปัญหาเมื่อนำไปใส่ในโปรแกรม CFD



รูปที่ 3.2 แบบของตู้จริง

### 3.1.2 แบบจำลองที่ใช้การได้

ในการแก้ปัญหาจึงจำเป็นต้องสร้างจำลองด้านหน้าออกและเปลี่ยนคอยล์เย็นเป็นวัตถุสี่เหลี่ยมธรรมดา จากนั้นทดแทนโดยใช้ฟังก์ชันของโปรแกรม CFD ในการกำหนดให้เป็นวัตถุพหุหรือใช้ค่าสัมประสิทธิ์การสูญเสียแทน โดยแบบจำลองที่ได้จะมีลักษณะที่แตกต่างจากแบบของตู้จริงเพียงเล็กน้อย ดังรูปที่ 3.2 และ 3.3

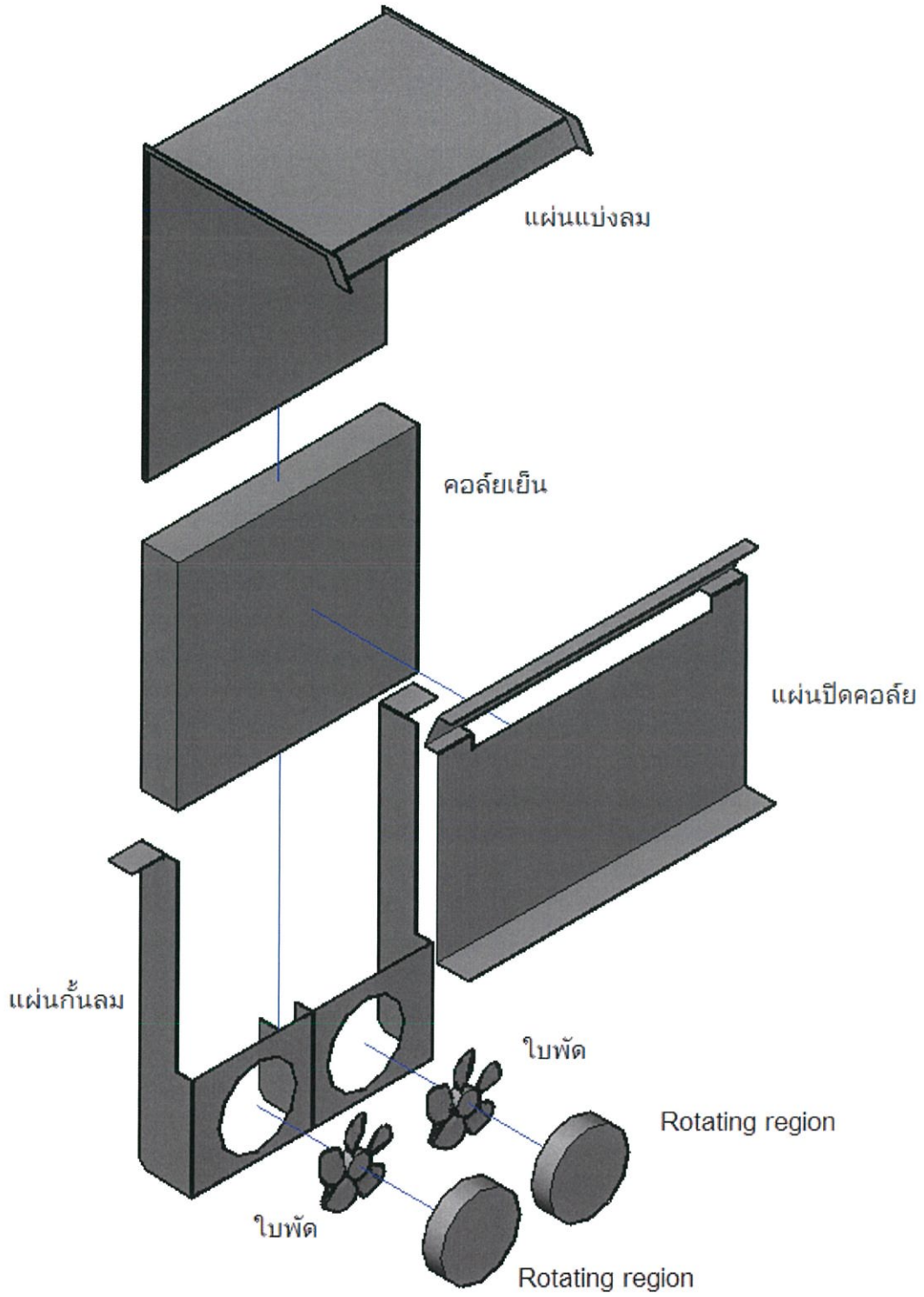


รูปที่ 3.3 แบบที่ใช้ในโปรแกรม

### 3.1.3 ส่วนประกอบหลัก

ในตู้แช่ประกอบด้วยอุปกรณ์หลายอย่าง แต่สิ่งสำคัญที่อยู่ในช่องทางการไหลและส่งผลต่อการไหลซึ่งจำเป็นต้องวาดประกอบด้วยสิ่งต่อไปนี้ ดังรูปที่ 3.4

- 1.แผ่นแบ่งลม
- 2.คอยล์เย็น
- 3.แผ่นปิดคอยล์
- 4.แผ่นกั้นลม
- 5.ใบพัด
6. Rotating Region



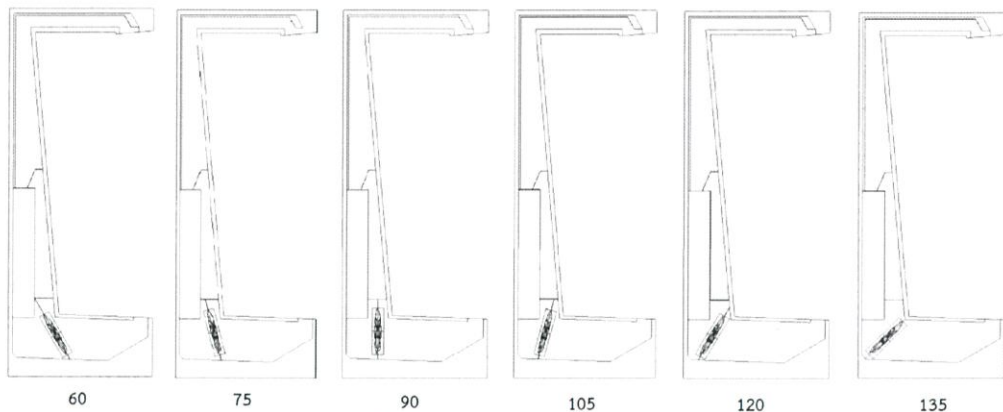
รูปที่ 3.4 ส่วนประกอบหลักของแบบจำลอง

### 3.2 การออกแบบตามสมมุติฐาน

การศึกษาการไหลของอากาศภายในตู้ จำเป็นต้องมีแบบจำลองหลายๆแบบเพื่อเปรียบเทียบลักษณะการไหลของอากาศ

#### 3.2.1 การเปลี่ยนมุมพัดลม

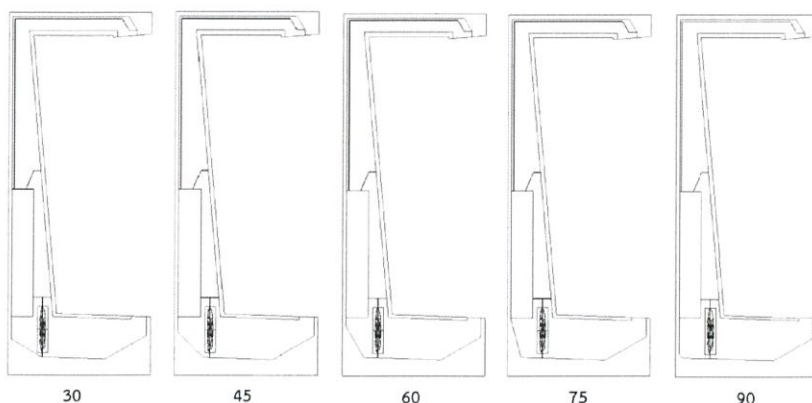
ตามสมมุติฐาน การเปลี่ยนมุมพัดลมช่วยให้การไหลของอากาศผ่านมุมหักดีขึ้น โดยตู้ต้นแบบจะมีมุมพัดลมที่  $90^\circ$  ในการปรับเปลี่ยนมุมจะมีข้อจำกัดคือพื้นที่ภายใน จึงทำให้สามารถวาดมุมต่ำสุดได้ที่  $60^\circ$  โดยในการเปรียบเทียบจะหมุนพัดลมที่ละ  $15^\circ$  และดูแนวโน้มความแตกต่าง โดยมุมที่วาดจะมี  $60^\circ$ ,  $75^\circ$  (ต้นแบบ),  $90^\circ$ ,  $105^\circ$ ,  $120^\circ$  และ  $135^\circ$  ตามเข็มนาฬิกาดังรูปที่ 3.5



รูปที่ 3.5 มุมพัดลมต่างๆตามสมมุติฐาน

#### 3.2.2 การเปลี่ยนมุมบังคับทิศทางการไหลของตู้

ตู้แช่เดิมจะมีมุมบังคับทิศทางการไหลขนาดเล็กมากซึ่งแทบไม่ส่งผลและเรียกได้ว่าเป็นมุมหัก  $90^\circ$  ตามสมมุติฐานการสร้างมุมบังคับทิศทางการไหลจะทำให้การไหลของอากาศดีขึ้น โดยมุมที่เปลี่ยนไปจะต้องไม่ทำให้เกิดความดันตกคร่อม ดังนั้นช่องการไหลในช่วงของมุมบังคับการไหลที่เพิ่มมาต้องมีขนาดไม่น้อยกว่าช่องการไหลอื่น ในการกำหนดมุมจะพิจารณาจากข้อจำกัดของพื้นที่ในการวาด ทำให้มุมเริ่มต้นอยู่ที่  $30^\circ$  และเพิ่มทีละ  $15^\circ$  เพื่อดูความแตกต่าง ดังนั้นมุมที่วาดจะมี  $30^\circ$ ,  $45^\circ$ ,  $60^\circ$ ,  $75^\circ$  และ  $90^\circ$  (ต้นแบบ) ดังรูปที่ 3.6



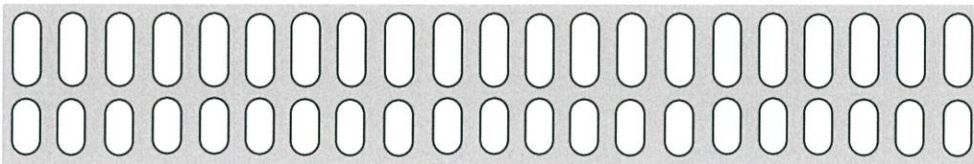
รูปที่ 3.6 มุมต่างๆของมุมบังคับทิศทางการไหลตามสมมุติฐาน

### 3.3 การวัด

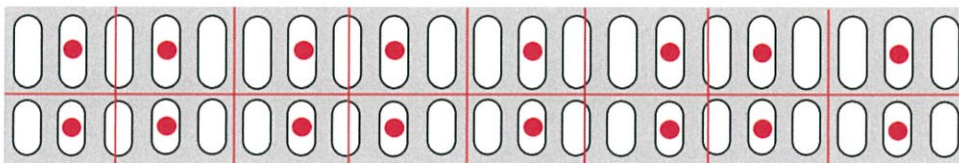
ในการ Validate จำเป็นต้องมีข้อมูลที่ได้จากการทดลอง เพื่อนำมาเปรียบเทียบกับข้อมูลที่ได้จากการจำลอง นอกจากนี้ข้อมูลที่ได้จากการวัดยังนำมาประมาณค่าสัมประสิทธิ์การสูญเสีย (K) ด้วย

#### 3.3.1 การวัดความเร็วลม

ความเร็วลมสามารถวัดได้โดยใช้ Hot-wire anemometer โดยเป็นอุปกรณ์ของทาง บริษัท เทอร์มีเดซ จำกัด. ในการวัดจะทำการวัดที่ช่องลมเข้า โดยแบ่งเป็น 16 ส่วนเพื่อวัดความเร็วลมเฉลี่ย ใน ส่วนของช่องลมเข้าจะมีรูขนาดไม่เท่ากันสองแถวดังรูปที่ 3.7 หลังจากแบ่งเป็น 16 ช่องแล้วจะเลือกวัดรูที่อยู่ใกล้กึ่งกลางของช่องมากที่สุดดังรูปที่ 3.8



รูปที่ 3.7 ช่องลมเข้า

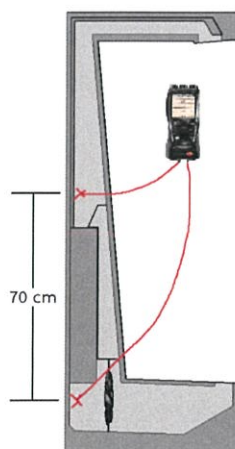


รูปที่ 3.8 การแบ่งช่องวัด

#### 3.3.2 การวัดความดัน

ในการวัดความดันจะใช้ Digital Manometer ในการวัด และจะวัดสามแบบคือ

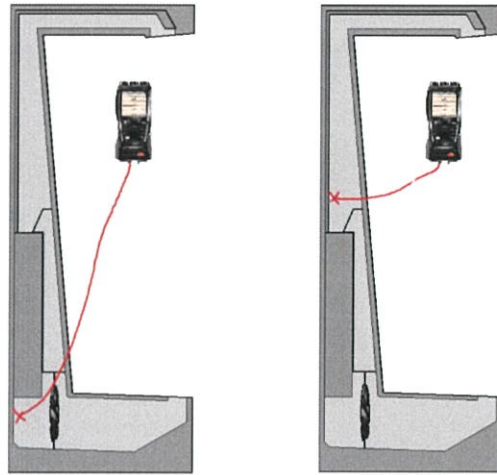
1. ความดันตกคร่อมคอยล์เย็น วัดโดยต่อสายทั้งสองเส้นเข้าเครื่องดังรูปที่ 3.9 เพื่อวัดความแตกต่างของความดัน โดยข้างบนจะติดตั้งเพื่อวัดความดันแบบ Total และเนื่องจากการไหลด้านล่าง ก่อนข้างป่วนจึงติดตั้งที่ผนังเพื่อวัดความดันที่ Stagnation Point โดยทั้งสองจุดมีความสูงต่างกัน 70cm



รูปที่ 3.9 จุดวัดความดันตกคร่อม

2.ความดันก่อนเข้าคอยล์เย็น วัดโดยการเสียบสายข้างหนึ่งเข้าเครื่องวัด เพื่อวัดความดันเทียบกับความดันบรรยากาศ โดยติดปลายท่อที่ผนังด้านหลังซึ่งใกล้เคียงกับ Stagnation Point ดังรูปที่ 3.10 และเฉลี่ยวัด5จุด

3.ความดันหลังออกคอยล์เย็น วัดโดยการเสียบสายข้างหนึ่งเข้าเครื่องวัด เพื่อวัดความดันเทียบกับความดันบรรยากาศ วัดความดันสองแบบด้วยการเปลี่ยนตำแหน่งของปลายท่อ โดยวัดแบบ Total และ Static โดยเฉลี่ยวัด5จุด ดังรูปที่ 3.10



รูปที่ 3.10 จุดวัดความดัน

### 3.4 ข้อมูลจากการทดลอง

#### 3.4.1 ความเร็ว

ช่องลมเข้ามีขนาดที่แตกต่างกันสองแถวแถวละ 63 รู โดยรูใหญ่มีพื้นที่  $5.3416 \times 10^{-4} \text{ m}^2$  และรูเล็กมีพื้นที่  $4.8416 \times 10^{-4} \text{ m}^2$  จากการวัดจะได้ความเร็ว 16 จุด

ตารางที่ 3.1 การวัดความเร็วลมครั้งที่ 1

จุด รู	1	2	3	4	5	6	7	8	เฉลี่ย
ใหญ่(m/s)	1.35	1.51	1.25	1.29	1.28	1.28	1.16	1.13	1.28125
เล็ก(m/s)	1.88	1.9	1.5	1.62	1.65	1.76	1.43	1.5	1.655

ตารางที่ 3.2 การวัดความเร็วลมครั้งที่ 2

จุด รู	1	2	3	4	5	6	7	8	เฉลี่ย
ใหญ่(m/s)	1.52	1.52	1.46	1.46	1.42	1.41	1.27	1.29	1.41875
เล็ก(m/s)	1.88	2.02	1.76	1.83	1.81	1.79	1.84	1.53	1.8075

จากตารางสามารถคำนวณความเร็วเฉลี่ยรูใหญ่ 1.35 m/s และรูเล็ก 1.73m/s

จากสมการ

$$Q = A \times V$$

ดังนั้นปริมาตรการไหลรวม

$$Q = (A_1 \times V_1) + (A_2 \times V_2)$$

$$Q = [63(5.3416 \times 10^{-4}) \times (1.35)] + [63(4.8416 \times 10^{-4}) \times (1.73)]$$

$$Q = 0.0982 \text{ m}^3/\text{s}$$

### 3.4.2 ความดัน

ในการวัดความดันผลที่ได้จะนำไปคำนวณค่าสัมประสิทธิ์ความสูญเสีย (K) และใช้ในการ Validate

ตารางที่ 3.3 ความดันก่อนเข้าคอยล์ (Static)

จุด ครั้งที่	1	2	3	4	5	เฉลี่ย
1	39.2	26.2	39.1	30.5	34.4	33.88
2	37.1	25.3	38.3	29.6	33	32.66
3	37.3	25.4	37.9	29.7	33.8	32.82
						33.12

ตารางที่ 3.4 ความดันหลังออกคอยล์ (Total)

จุด ครั้งที่	1	2	3	4	5	เฉลี่ย
1	4.4	4	5.2	3.8	4	4.28
2	4	3.8	5.1	3.6	3.8	4.06
3	4	3.7	4.9	3.7	3.6	3.98
						4.12

ตารางที่ 3.5 ความดันหลังออกคอยล์ (Static)

จุด ครั้งที่	1	2	3	4	5	เฉลี่ย
1	2.2	1.1	1	1.1	2.3	1.54
2	2.4	1.7	1	1.3	2.3	1.74
3	2.7	1.7	1	1.4	2.4	1.84
						1.71

ตารางที่ 3.6 ความดันตกคร่อมคอยล์เย็น

ครั้งที่	$\Delta P_1$	$\Delta P_2$	
1	22.5	20.1	
2	22.2	19.7	
3	22.8	20.3	
4	22	19.8	
5	22.4	18.9	
6	22.5	19.4	
7	22.7	19.1	
8	22.6	19.3	
9	21.9	19.6	
10	22.4	19	
เฉลี่ย	22.4	19.52	20.96

โดยอุณหภูมิห้องขณะวัดคือ  $22.3^\circ$  ดังนั้น  $\rho_{@22.3} = 1.196 \approx 1.2$

จะสามารถประมาณความเร็วของอากาศที่ออกจากคอยล์ได้ โดย

$$P_{\text{total}} = P_{\text{static}} + P_{\text{dynamic}}$$

ดังนั้น

$$P_{\text{dynamic}} = P_{\text{total}} - P_{\text{static}}$$

จากตารางที่ 3.4 และ 3.5

$$P_{\text{dynamic}} = 4.12 - 1.71 = 2.41 = \frac{\rho V^2}{2}$$

$$V = 2$$

จากสมการที่ 2.4 โดยที่ไม่คิด Major loss จะได้

$$h_L = \sum K_L \frac{V^2}{2g}$$

ดังนั้น

$$\Delta P = K_L \rho \frac{V^2}{2}$$

จากตารางที่ 3.6

$$20.96 = K_L (1.2) \frac{2^2}{2}$$

$$K_L = 8.7 \approx 9$$

## บทที่ 4

### Validation

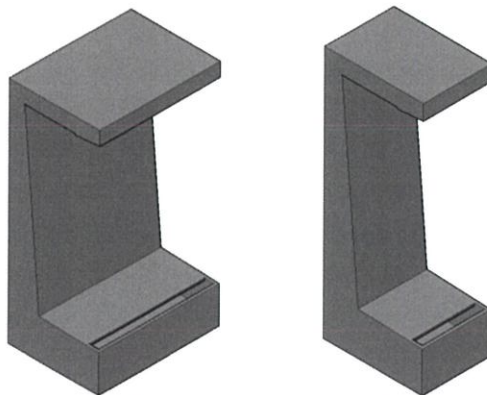
#### 4.1 Validation คือ

Validation คือ การตรวจสอบ Software ว่ามีความถูกต้องตรงตามที่ใช้ต้องการ โดยสามารถทำได้หลายวิธีการ แต่ในที่นี้จะใช้การเปรียบเทียบกับข้อมูลจากการทดลอง

#### 4.2 การตั้งค่าโปรแกรม

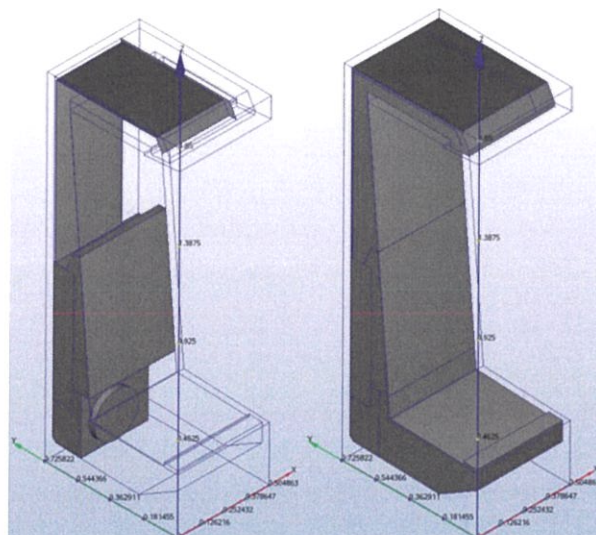
##### 4.2.1 แบบจำลอง

เนื่องจากแบบจำลองมีความสมมาตร เพื่อเป็นการประหยัดเวลาในการจำลองจึงตัดแบบจำลองเหลือครึ่งหนึ่ง ดังรูปที่ 4.1



รูปที่ 4.1 แบบจำลองตัดครึ่ง

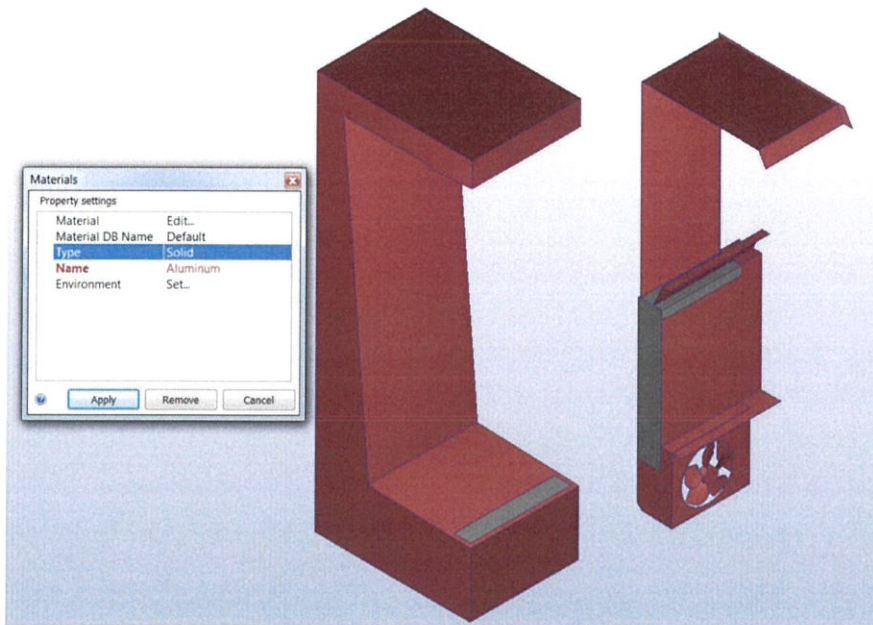
ซึ่งหลังจากโหลดโมเดลเข้าโปรแกรมแล้ว ให้ทำการเติมพื้นที่ว่างเพื่อใช้ในการจำลองการไหลด้วย Void Fill ซึ่งอยู่ใน Geometry Tools เมื่อทำการ Void Fill เสร็จแล้วจะมีปริมาตรเพิ่มขึ้นมา 2 แห่งดังรูปที่ 4.2



รูปที่ 4.2 ก่อนและหลัง Void Fill

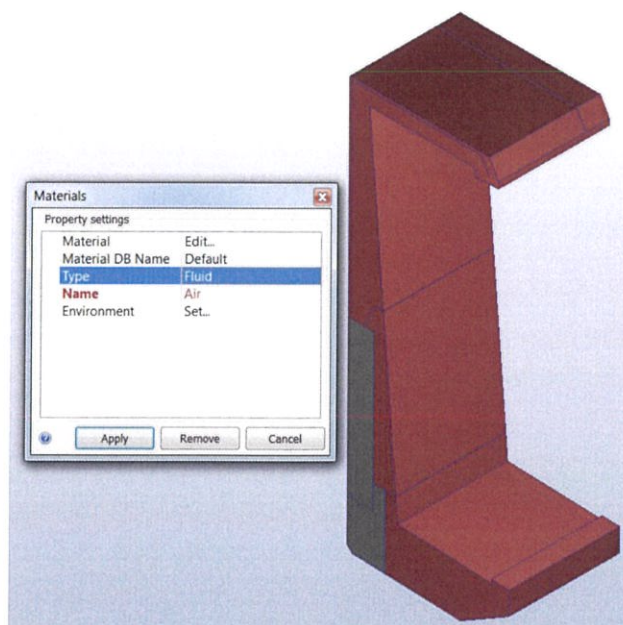
#### 4.2.2 กำหนดประเภทวัสดุ

เนื่องจากค่าเริ่มต้นของวัสดุแข็งในโปรแกรม Autodesk CFD 2016 ทุกชนิดจะมีค่า Surface Roughness เป็น 0 และการศึกษาครั้งนี้ไม่ได้ศึกษาการถ่ายเทความร้อน จึงสามารถกำหนดส่วนที่เป็นของแข็งด้วยวัสดุใดก็ได้ โดยส่วนที่เป็นของแข็งในแบบจำลองประกอบด้วย กรอบนอก แผ่นกั้นลม แผ่นปิดคอยล์ แผ่นแบ่งลม และใบพัด ดังรูปที่ 4.3



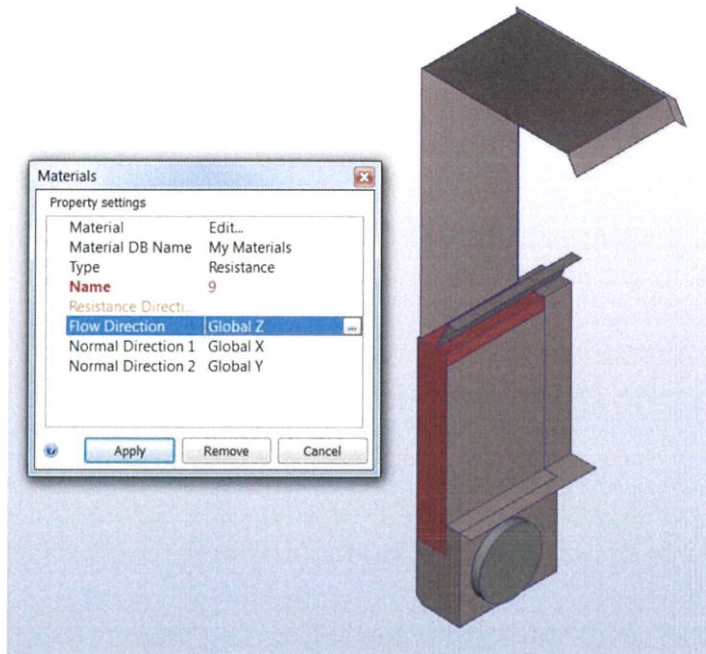
รูปที่ 4.3 กำหนดส่วนที่เป็นของแข็ง

ในส่วนของของไหลกำหนดเป็นอากาศ (Air) โดยในแบบจำลองจะมี 3 ส่วนที่กำหนดเป็นของไหล ดังรูปที่ 4.4



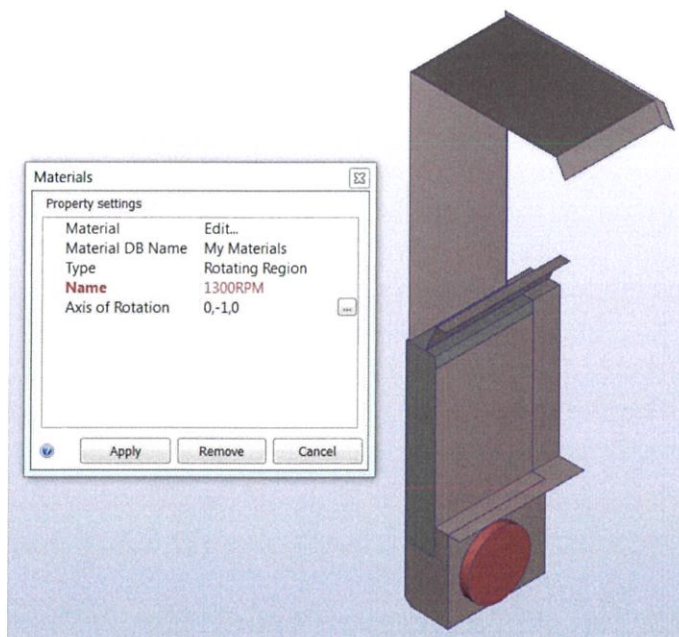
รูปที่ 4.4 กำหนดส่วนที่เป็นของไหล

ในส่วนของคอยล์เย็นจะกำหนดเป็น Resistance โดยใช้ค่าสัมประสิทธิ์การสูญเสีย (K) ที่คำนวณได้ ( $K_L = 8.7 \approx 9$ ) แทนลงไปดังรูปที่ 4.5



รูปที่ 4.5 กำหนดคอยล์เป็น Resistance

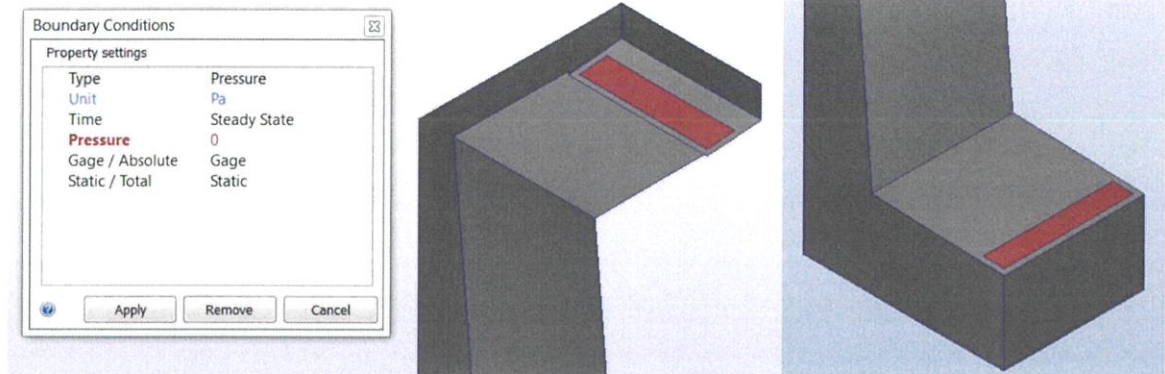
ในส่วนของ Rotating Region ที่วาดขึ้นมา ให้กำหนดเป็น Rotating Region ที่ความเร็ว 1300 รอบตามข้อมูลของบริษัท ดังรูปที่ 4.6



รูปที่ 4.6 กำหนด Rotating region

### 4.2.3 Boundary Condition

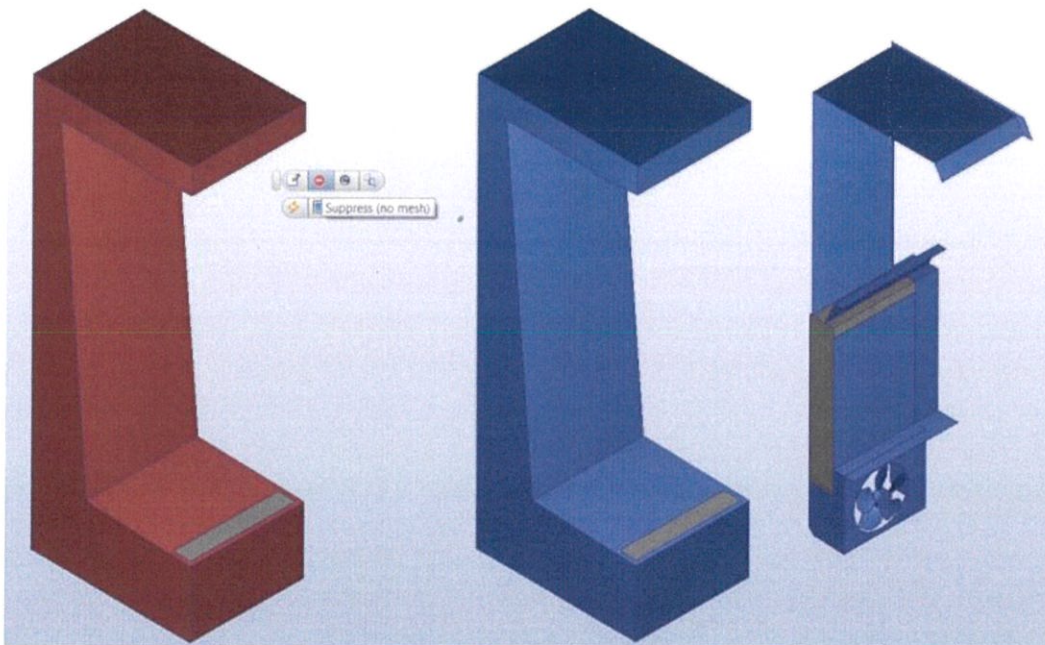
ในส่วนของ Boundary Condition จะกำหนดให้ทั้งทางเข้าและทางออกมีความดันคง Static เป็น 0 ดังรูปที่ 4.7



รูปที่ 4.7 กำหนด Boundary Condition

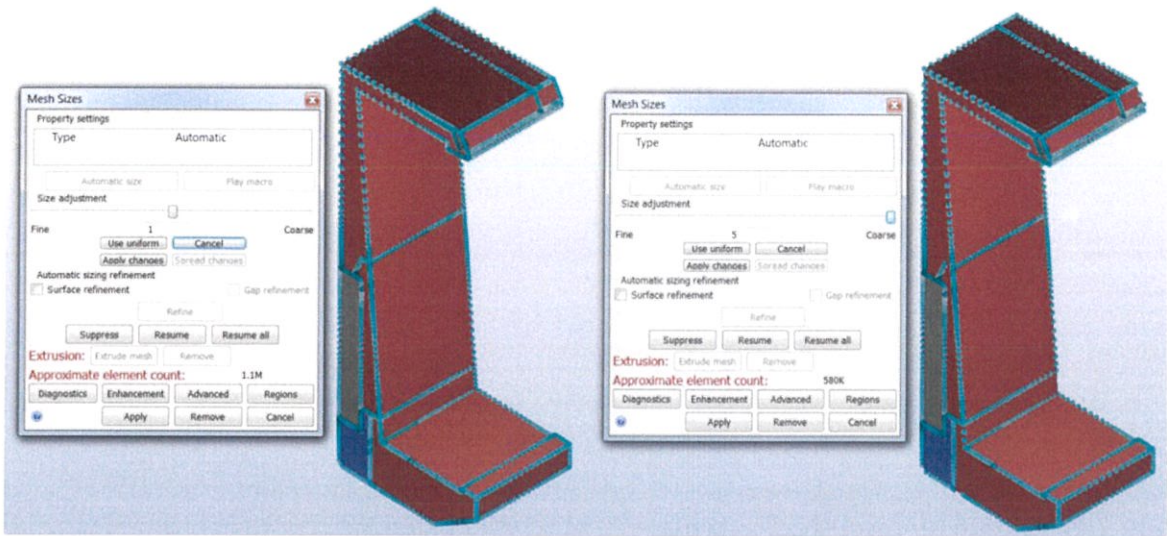
### 4.2.4 Meshing

ในการเมช (Mesh) จะใช้แบบ Auto แต่ก่อนที่จะเมชนั้นให้ทำการ Compress (No mesh) ส่วนที่เป็นของแข็งทั้งหมด โดยส่วนที่ Compress แล้วจะมีสีฟ้าดังรูปที่ 4.8



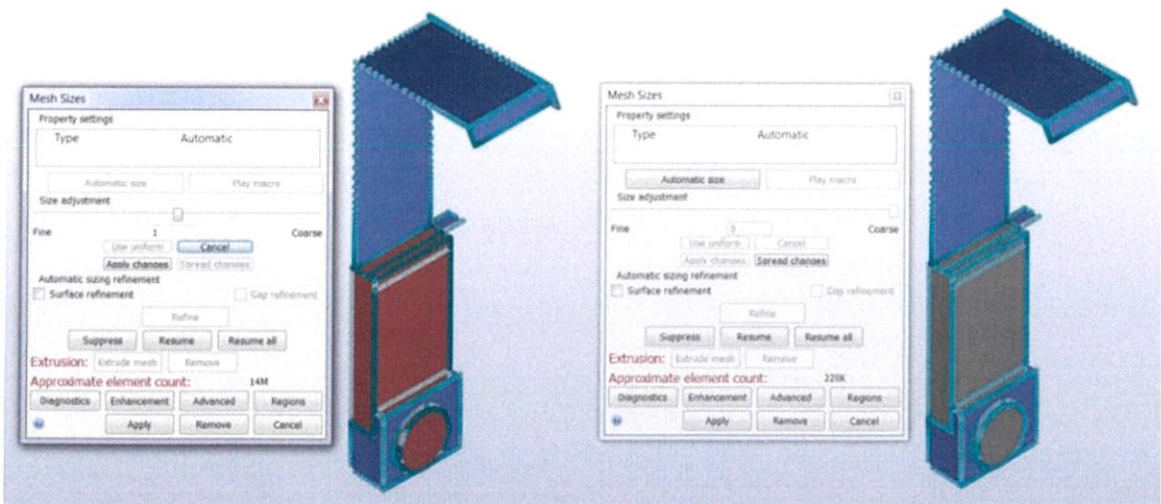
รูปที่ 4.8 Compress (No mesh)

ทำการเมชโดยใช้ Auto size จากนั้นทำการปรับขนาดของเมชในส่วนของของไหลทั้งสามส่วนให้  
 หยิบขึ้น ดังรูปที่ 4.9



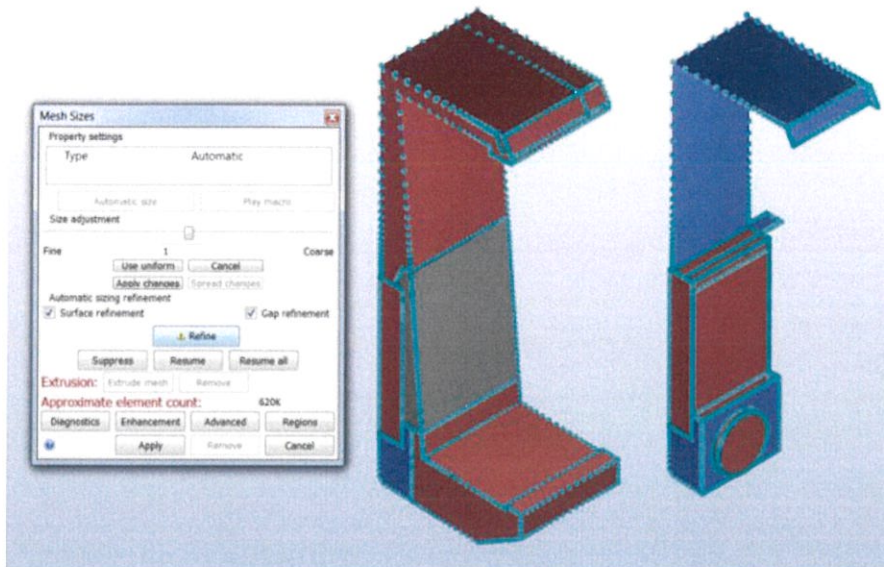
รูปที่ 4.9 ลดขนาดของเมช

ปรับเมชในส่วนของ Resistance และ Rotating Region ให้เป็นแบบ Uniform และลดขนาด  
 เมชลง จะสังเกตได้ว่าจำนวนเมชจะลดลงจาก 14M เหลือ 220K จากนั้นกด Spread change เพื่อให้  
 บริเวณรอบๆของส่วน Resistance และ Rotating Region เป็น Uniform ด้วย ดังรูปที่ 4.10 โดยเมชจะ  
 เพิ่มเป็น 620K



รูปที่ 4.10 ปรับเมชเป็น Uniform

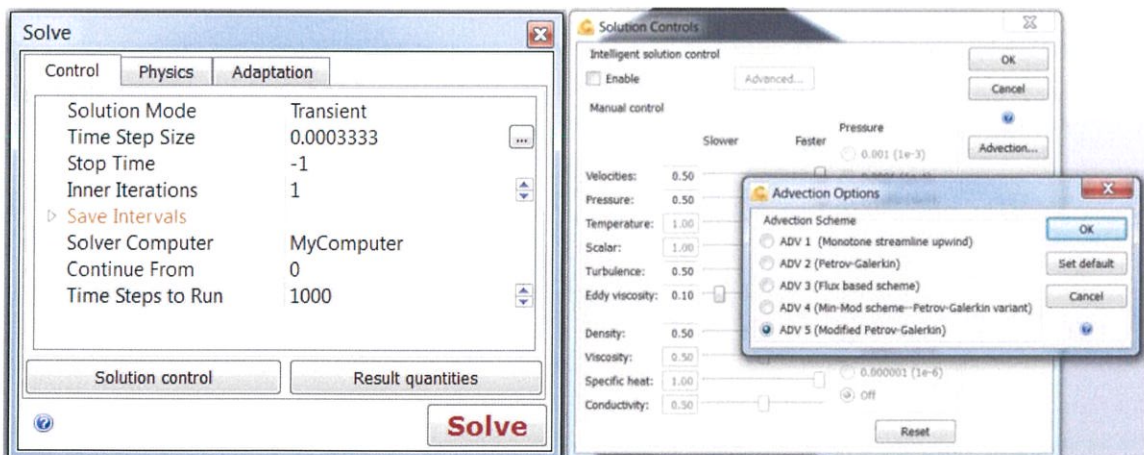
ทำการ Refine Mesh ในส่วนของของไหลบริเวณทางเข้า-ทางออก และในส่วนของ Resistance กับ Rotating region เนื่องจากต้องการผลที่แม่นยำในส่วนนี้



รูปที่ 4.11 Refine Mesh

#### 4.2.5 Solving

ในส่วนนี้จะสามารถตั้งค่า Advection scheme, Iteration และ Time step size ได้ โดยในการคำนวณ Time step size ด้วยโปรแกรม Time step size จะเปลี่ยนไปตามความเร็วรอบของ Rotating Region ดังรูปที่ 4.12



รูปที่ 4.12 ตั้งค่า Advection และ Iteration

### 4.3 Advection Scheme

ในการเลือกใช้ Advection Scheme จะทำการจำลองที่ Scheme ต่างๆกัน เพื่อดูผลลัพธ์ว่าอันไหนให้ค่าที่ดีที่สุดหรือมีการ Convergence ที่ดีที่สุด

ในส่วนของ Advection Scheme จะมีให้เลือก5อย่าง คือ

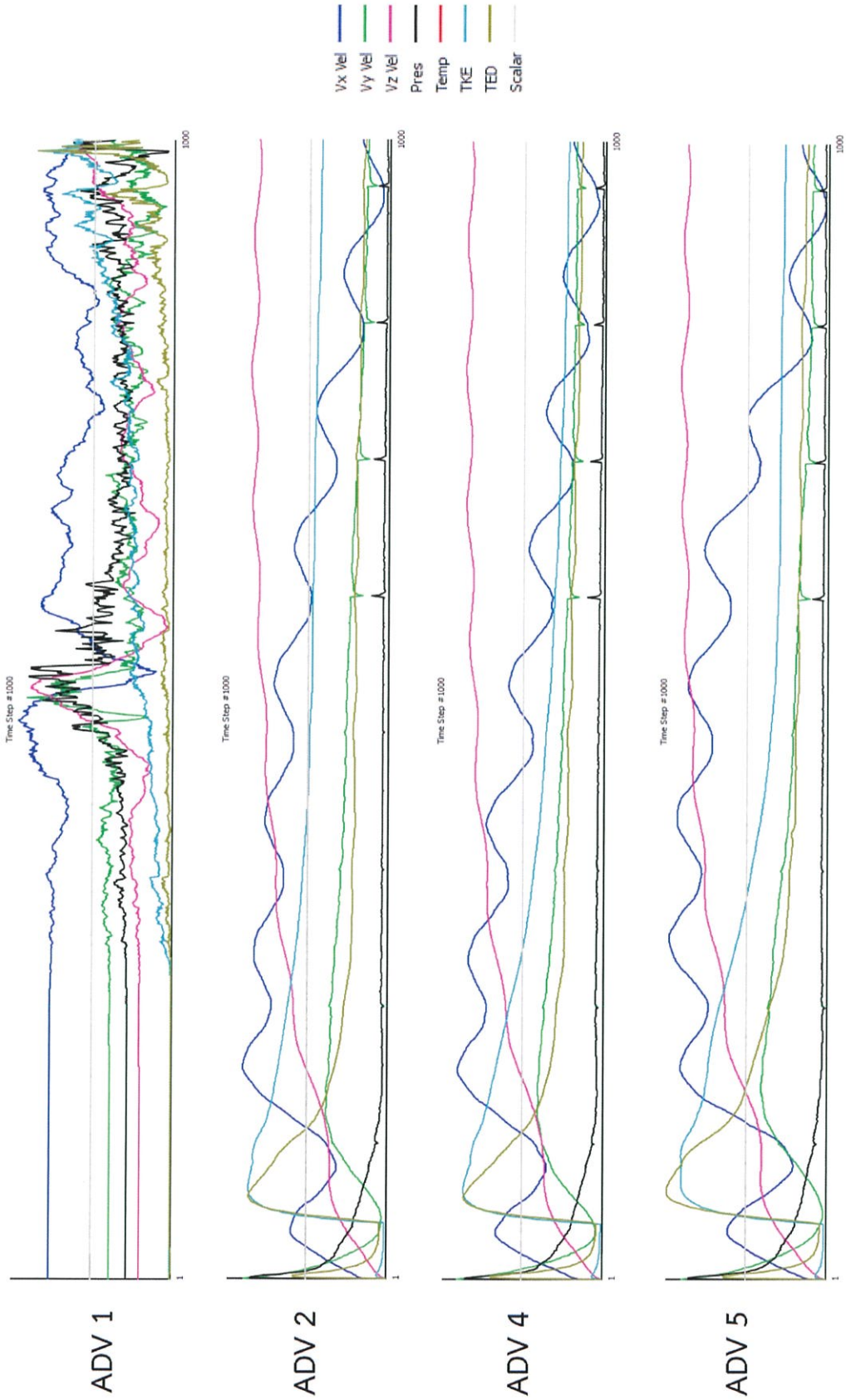
1. ADV 1 (Monotone streamline upwind)
2. ADV 2 (Petrov-Galerkin)
3. ADV 3 (Flux based scheme)
4. ADV 4 (Min-mod scheme - - Petrov-Galerkin variant)
5. ADV 5 (Modified Petrov-Galerkin)

จากรูปที่ 4.13 จะเห็นว่า ADV 1 (Monotone streamline upwind) กราฟทุกเส้นไม่เกิดการ convergence นอกจากนี้ที่ ADV 3 (Flux based scheme) ไม่สามารถจำลองการไหลที่มี Rotating-region ได้จึงทำให้ไม่มีกราฟและผลการจำลอง ในส่วนของ ADV 2, 4 และ 5 มีการ convergence ของเส้น  $V_x$ ,  $V_y$ ,  $V_z$ , Pressure และ Turbulence Energy Dissipation (TED) ที่ใกล้เคียงกัน แต่เมื่อเปรียบเทียบ Turbulence Kinetic Energy (TKE) จะเห็นว่าที่ ADV 2 มีการ convergence ที่แตกต่างจาก ADV 4 และ 5 อย่างเห็นได้ชัด จึงเป็นไปได้ว่าค่าที่ ADV 2 ไม่แม่นยำ เนื่องจากกราฟของ ADV 2, 4 และ 5 มีการ convergence ที่ใกล้เคียงกัน ทำให้ยากต่อการวิเคราะห์ความแตกต่างของ Scheme 2, 4 และ 5 จึงจำเป็นต้องเปรียบเทียบโดยใช้ตัวเลข

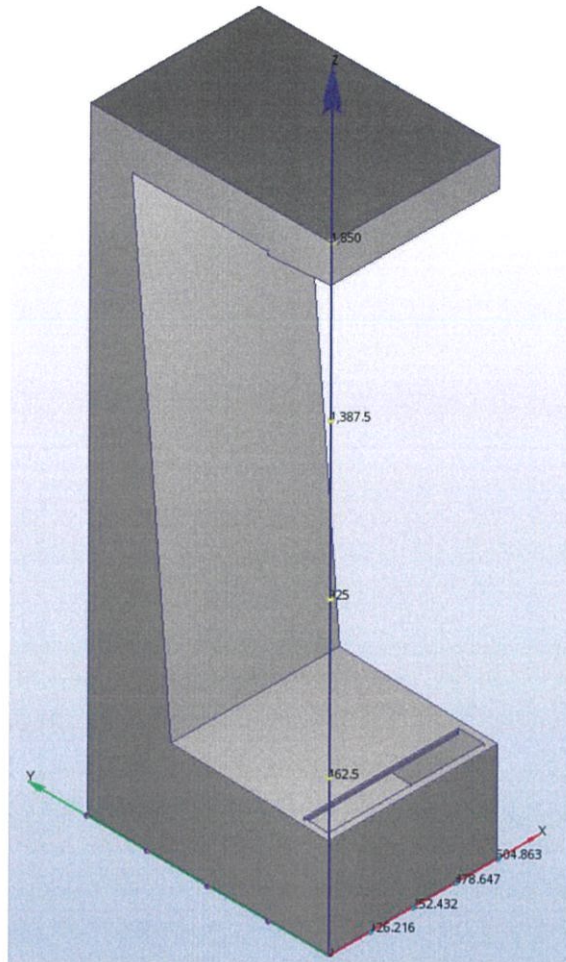
ตารางที่ 4.1 ผลการจำลองที่ Scheme ต่างๆกัน

Scheme	Flow in	Flow out	Pressure
ADV 1	29.19	30.92	-4600000
ADV 2	0.032	0.031	23.62
ADV 3	error	error	error
ADV 4	0.029	0.029	21.06
ADV 5	0.034	0.033	25.81
EXP	0.098	-	33.12

จากตารางที่ 4.1 จะเห็นได้ว่า ที่ ADV 5 มีค่าใกล้เคียงกับผลการทดลองมากที่สุด (การจำลองใช้โมเดลเพียงครั้งเดียว ทำให้อัตราการไหลลดลงครั้งหนึ่ง) อย่างไรก็ตามค่าที่ได้ยังแตกต่างจากผลการทดลองมาก เนื่องมาจากการที่แบบจำลองของใบพัดไม่ตรงกับใบจริง



รูปที่ 4.13 กราฟที่ได้จากการจำลองที่ Scheme ต่างๆกัน



รูปที่ 4.14 การตั้งแกน XYZ

#### 4.4 Mesh Independence

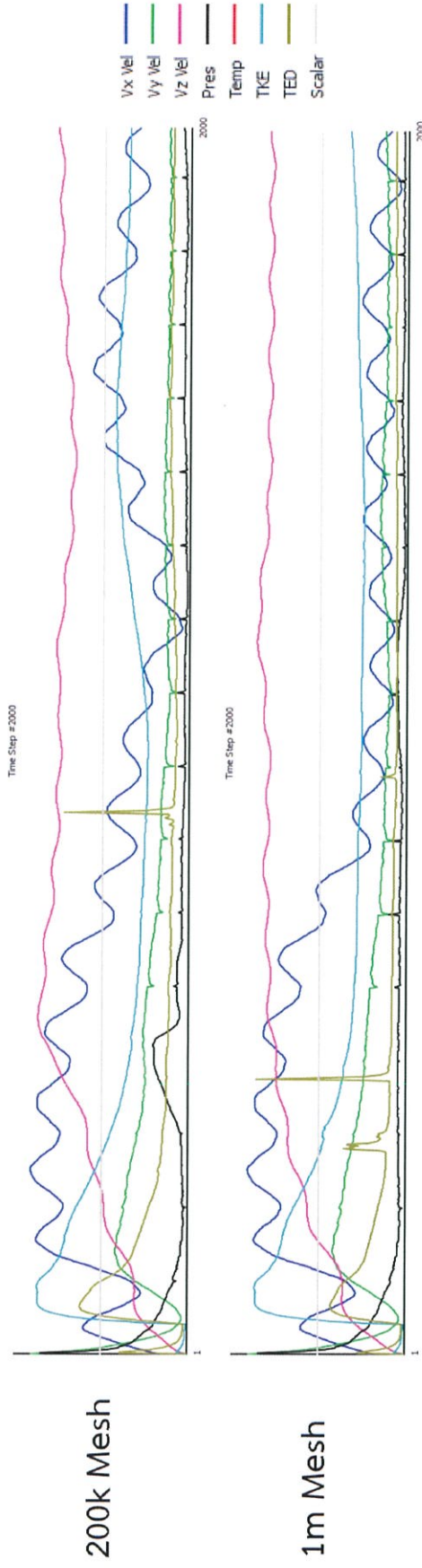
เพื่อให้แน่ใจว่าเมชที่ใช้นั้นมีจำนวนมากพอให้ผลที่แม่นยำและไม่สิ้นเปลืองเวลาเกินกว่าเหตุ จึงจำเป็นต้องหาจำนวนเมชที่เหมาะสม ในที่นี้จะเปรียบเทียบขนาดของเมชโดยใช้อัตโนมัติ (Auto-size) เดิมทีเมชมีจำนวนประมาณ 600k และจะทำการเปรียบเทียบค่าที่ได้กับเมชจำนวน 200k และ 1m

ตารางที่ 4.2 ผลการจำลองที่เมช 400k, 600k และ 1m

Mesh	Flow in	Flow out	Pressure
200k	0.047	0.034	29.74
600k	0.034	0.033	25.81
1 m	0.034	0.033	25.07

จากตารางที่ 4.2 จะเห็นได้ว่าที่เมช 200k นั้น ค่าที่ได้ยังไม่ convergence เมื่อเปรียบเทียบกราฟของเมชที่ 200k และ 1m จะเห็นได้ชัดว่าที่เมช 200k ค่า  $V_x$  ยังไม่ convergence ดังรูปที่ 4.14

ในส่วนของเมช 600k ค่าที่ได้นั้นมีค่าใกล้เคียงกับเมช 1m มาก โดยอัตราการไหลนั้นมีค่าเท่ากัน และความดันแตกต่างกันเพียงเล็กน้อย จึงสามารถกล่าวได้ว่าที่ 600k เป็น Mesh Independence ที่ให้ค่าที่แม่นยำและไม่สิ้นเปลืองเวลาในการจำลอง ดังนั้นจึงสามารถใช้เมช 600k ในการจำลองโครงการนี้ได้



รูปที่ 4.15 เปรียบเทียบกราฟของ mesh 200k และ 1m

#### 4.5 เปรียบเทียบข้อมูล

นำค่าที่ได้จากการจำลองมาเปรียบเทียบกับค่าที่ได้จากการทดลองเพื่อหาเปอร์เซ็นต์ความผิดพลาด จุดที่เปรียบเทียบความดันจะเป็นบริเวณผนังด้านหลังพัดลม ซึ่งเป็นจุดเดียวกับที่ติดตั้งอุปกรณ์วัดค่าความดัน อัตราการไหลจะเปรียบเทียบที่บริเวณทางเข้าซึ่งเป็นจุดเดียวกับที่วัดเช่นกัน

โดยจากค่าที่วัดได้จริงความดันมีค่า 33.12 Pa และอัตราการไหลมีค่า 0.0982 m<sup>3</sup>/s ค่าที่ได้จากการจำลองความดันมีค่า 25.81 Pa และอัตราการไหลมีค่า 0.068 m<sup>3</sup>/s (0.034x2 m<sup>3</sup>/s)

ความดัน

$$\frac{33.12 - 25.81}{25.81} \times 100 = 28.32\%$$

อัตราการไหล

$$\frac{0.0982 - 0.068}{0.068} \times 100 = 44.41\%$$

#### 4.6 Tuning

เนื่องจากค่าที่ได้จากการจำลองความดันและอัตราการไหลที่ได้มีค่าน้อยเกินไป จึงทำการเพิ่มความเร็รรอบจาก 1300 เป็น 1600 รอบ และเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การสูญเสียจาก 9 เป็น 9.5 ผลที่ได้ความดันมีค่า 34.63 Pa และอัตราการไหลมีค่า 0.074 m<sup>3</sup>/s (0.037x2 m<sup>3</sup>/s)

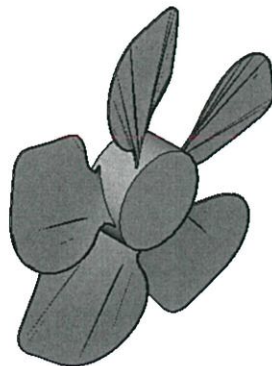
ความดัน

$$\frac{34.63 - 33.12}{34.63} \times 100 = 4.36\%$$

อัตราการไหล

$$\frac{0.0982 - 0.074}{0.074} \times 100 = 32.7\%$$

จากการเพิ่มความเร็รรอบพบว่าอัตราการไหลและความดันที่ได้ยังคงมีค่าน้อยเกินไป อันเป็นผลจากแบบจำลองของใบพัดที่ใช้ เนื่องจากทางบริษัทไม่มีแบบสแกนสามมิติของใบพัด ใบพัดที่ได้จึงมาจากการวัดและวาดขึ้นมาเอง ซึ่งใบพัดของจริงกับแบบจำลองอาจจะไม่เหมือนกันโดยสมบูรณ์ ทำให้เกิดอัตราการไหลที่ไม่เท่ากัน



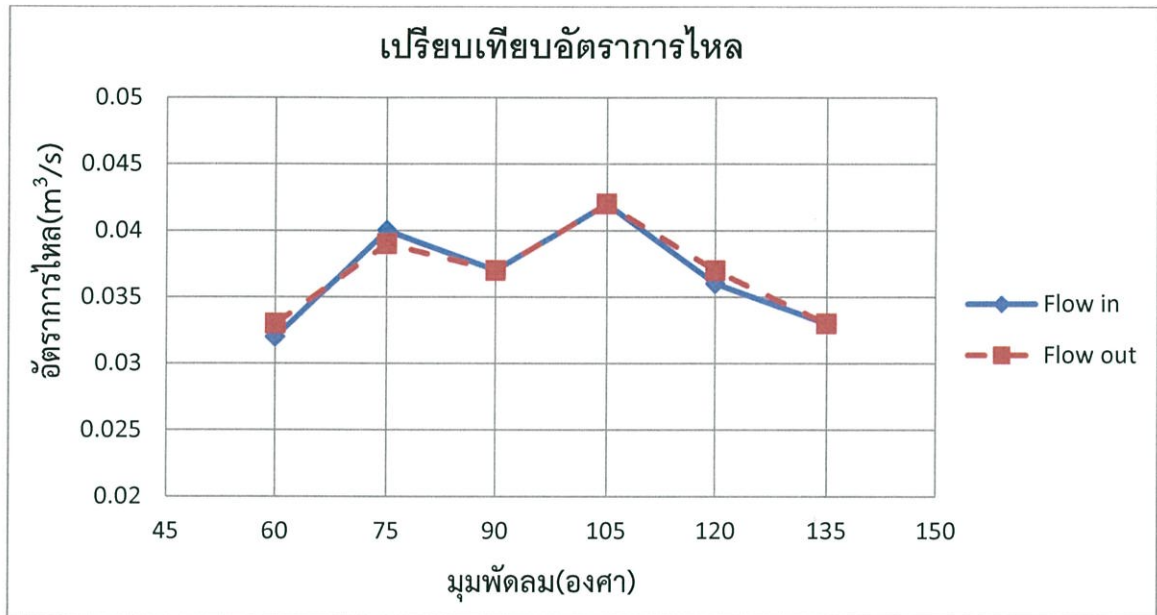
รูปที่ 4.16 แบบใบพัด

## บทที่ 5

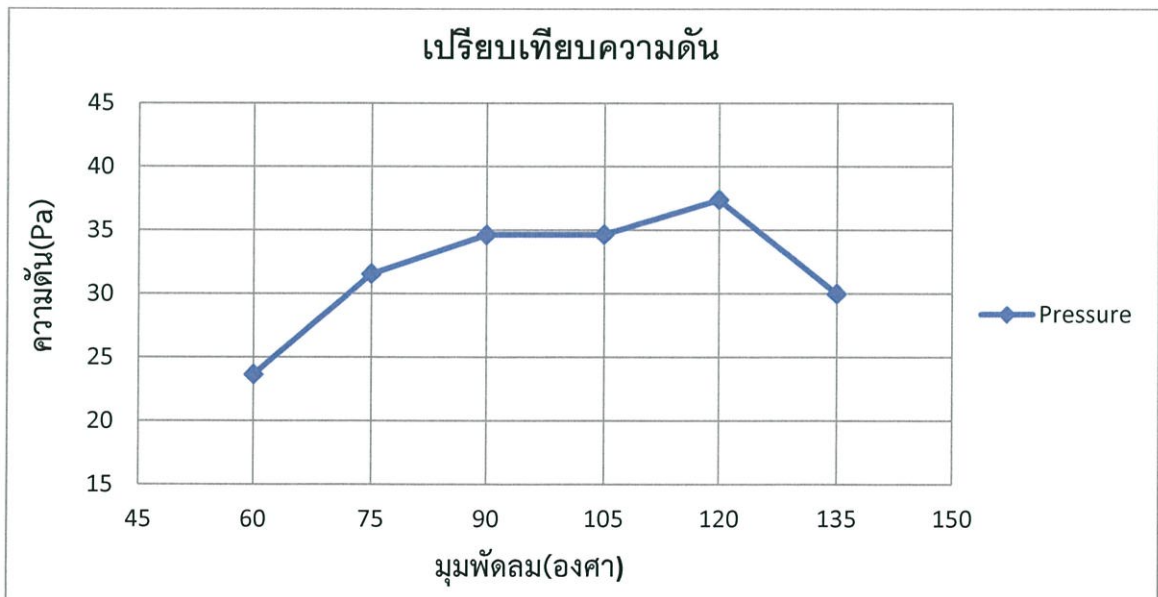
### ผลการทดลอง

#### 5.1 ผลจากการเปลี่ยนมุมพัดลม

ในการจำลองจะใช้ค่าของความต้านทานที่ 9.5 และความเร็วนรอบที่ 1600 รอบ เพื่อให้ค่าที่ศึกษาใกล้เคียงค่ากับค่าที่ได้จากการทดลองมากที่สุด โดยจะเปรียบเทียบค่าของมุมพัดลมที่แตกต่างกัน 6 มุม



รูปที่ 5.1 กราฟเปรียบเทียบอัตราการไหลที่มุมพัดลมต่างๆ



รูปที่ 5.2 กราฟเปรียบเทียบความดันที่มุมพัดลมต่างๆ

จากข้อมูลในการจำลองค่าที่ได้สามารถนำมาวาดกราฟเพื่อเปรียบเทียบความแตกต่างระหว่างมุมพัดลมต่างๆได้ จากกราฟจะสามารถเห็นความแตกต่างของอัตราการไหลและความดันของแบบจำลองต่างๆ ซึ่งเห็นได้ว่าที่มุมพัดลม  $105^\circ$  มีอัตราการไหลสูงที่สุดดังรูปที่ 5.1 ในขณะที่มุม  $90^\circ$  (แบบดั้งเดิม) มีความดันเท่าๆกันกับมุมพัดลม  $105^\circ$  แต่มีอัตราการไหลที่น้อยกว่า ที่มุม  $75^\circ$  ให้อัตราการไหลมากกว่ามุม  $90^\circ$  แต่มีความดันน้อยกว่า ซึ่งคาดว่าเกิดจากการเปลี่ยนรูปของพลังงานที่น้อยกว่า ทำให้เกิดการสูญเสียของการไหลน้อยกว่ามุม  $90^\circ$  จากการสรุปข้อมูลเบื้องต้นทำให้สรุปได้ว่าที่มุมพัดลม  $105^\circ$  อากาศไหลผ่านช่วงมุมหักได้ดีที่สุด ถึงแม้การสูญเสียจะมากกว่าที่มุม  $75^\circ$  แต่ก็ให้อัตราการไหลที่มากที่สุด

เมื่อนำข้อมูลจากกราฟและตัวเลขที่มีมาเปรียบเทียบจะสามารถวิเคราะห์พฤติกรรมการไหลของอากาศที่มุมต่างๆได้ดีขึ้น โดยจากรูปที่ 5.9 และ 5.10

ที่มุม  $90^\circ$  (Base case) มีอัตราการไหลอยู่ที่  $0.037\text{m}^3/\text{s}$  และความดันมีค่า  $34.63\text{Pa}$

ที่มุม  $60^\circ$  มีอัตราการไหลน้อยที่สุดที่  $0.032\text{m}^3/\text{s}$  เมื่อดูจากความดันจะเห็นได้ว่ามีค่าที่ต่ำ เนื่องจากมีพลังงานในการไหลที่น้อย จึงทำให้เกิดการสูญเสียน้อยลงไปด้วย

ที่มุม  $75^\circ$  มีอัตราการไหลมากกว่ามุม  $90^\circ$  อยู่  $8.1\%$  ( $0.04\text{m}^3/\text{s}$ ) เมื่อสังเกตที่ความดันจะเห็นว่า มีค่าน้อยกว่าที่มุม  $90^\circ$  ( $31.57\text{Pa}$ ) เป็นไปได้ว่าที่มุมนี้ นอกจากจะมีการดูดอากาศที่ดีกว่าแบบ  $90^\circ$  แล้ว ยังมีการสูญเสียของพลังงานการไหลที่น้อยกว่ามุม  $90^\circ$  ด้วย

ที่มุม  $105^\circ$  มีอัตราการไหลมากกว่ามุม  $90^\circ$  อยู่  $13.51\%$  ( $0.042\text{m}^3/\text{s}$ ) เมื่อสังเกตที่ความดันจะเห็นได้ว่ามีค่าไม่ต่างจากมุม  $90^\circ$  มากนัก ( $34.65\text{Pa}$ ) จึงสามารถกล่าวได้ว่ามีการสูญเสียน้อยกว่ามุม  $90^\circ$  เนื่องจากพลังงานในการไหลที่มากกว่าแต่มีความดันที่เท่ากัน

ที่มุม  $120^\circ$  มีอัตราการไหลที่เท่าๆกันกับ  $90^\circ$  ( $0.036\text{m}^3/\text{s}$ ) เมื่อสังเกตที่ความดันจะเห็นว่า มีค่ามากกว่ามุม  $90^\circ$  ( $37.39\text{Pa}$ ) จึงเป็นไปได้ว่าที่มุม  $120^\circ$  เกิดการสูญเสียมากกว่ามุม  $90^\circ$  จึงทำให้มีอัตราการไหลที่น้อยกว่ามุม  $90^\circ$  อยู่เล็กน้อย

มุม  $60^\circ$  มีอัตราการไหลน้อยเป็นอันดับสองที่  $0.033\text{m}^3/\text{s}$  เมื่อดูจากความดันจะเห็นได้ว่ามีค่าที่ต่ำ เนื่องจากมีพลังงานในการไหลที่น้อย จึงทำให้เกิดการสูญเสียน้อยลงไปด้วย

### 5.1.1 พฤติกรรมการไหล

#### 1. มุม $90^{\circ}$ (Base case)

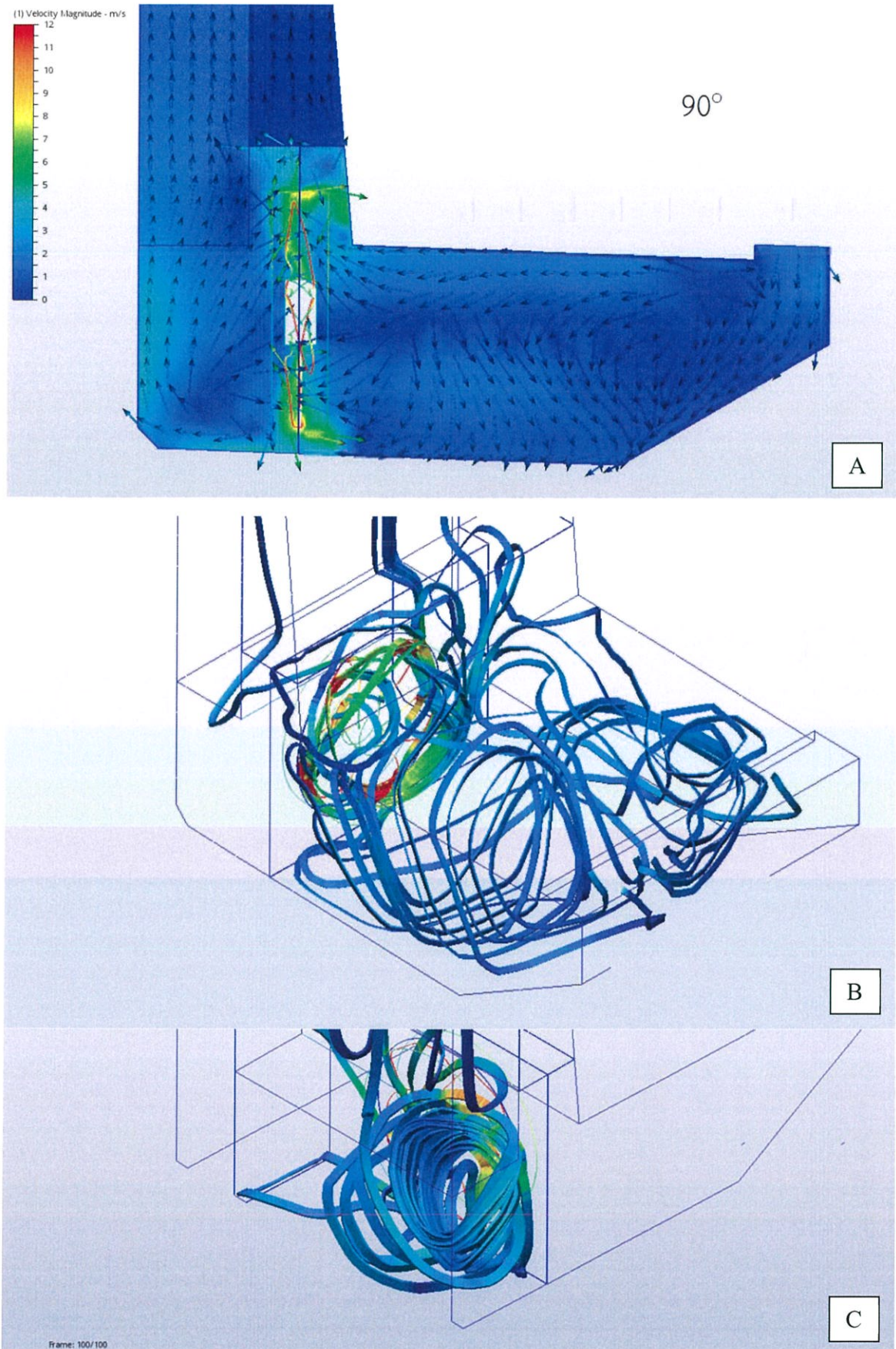
จากรูปที่ 5.3-A และ B จะสามารถเห็นได้ว่าที่มุม  $90^{\circ}$  เกิดการหมุนควงของอากาศทำให้เกิด dead-zone เป็นแนวยาวตั้งแต่บริเวณทางเข้าจนถึงด้านหน้าของพัดลม ทำให้เกิดการเสียดสีของอากาศ และสูญเสียในรูปของความร้อน ในบริเวณด้านหน้าอากาศที่เข้ามาจะไหลไปยังบริเวณผนังด้านบนและผนังด้านล่างก่อนจะเกิดการหมุนควงและไหลเข้าสู่พัดลม จากรูปที่ 5.3-B และ C จะสังเกตเห็นว่าในบริเวณด้านหลังของพัดลมอากาศจะถูกเป่ากระทบกับผนังด้านหลัง อากาศส่วนหนึ่งจะไหลเข้าคอยล์เย็น และอีกส่วนหนึ่งจะหมุนวนกลับเข้าสู่พัดลม

#### 2. มุม $75^{\circ}$

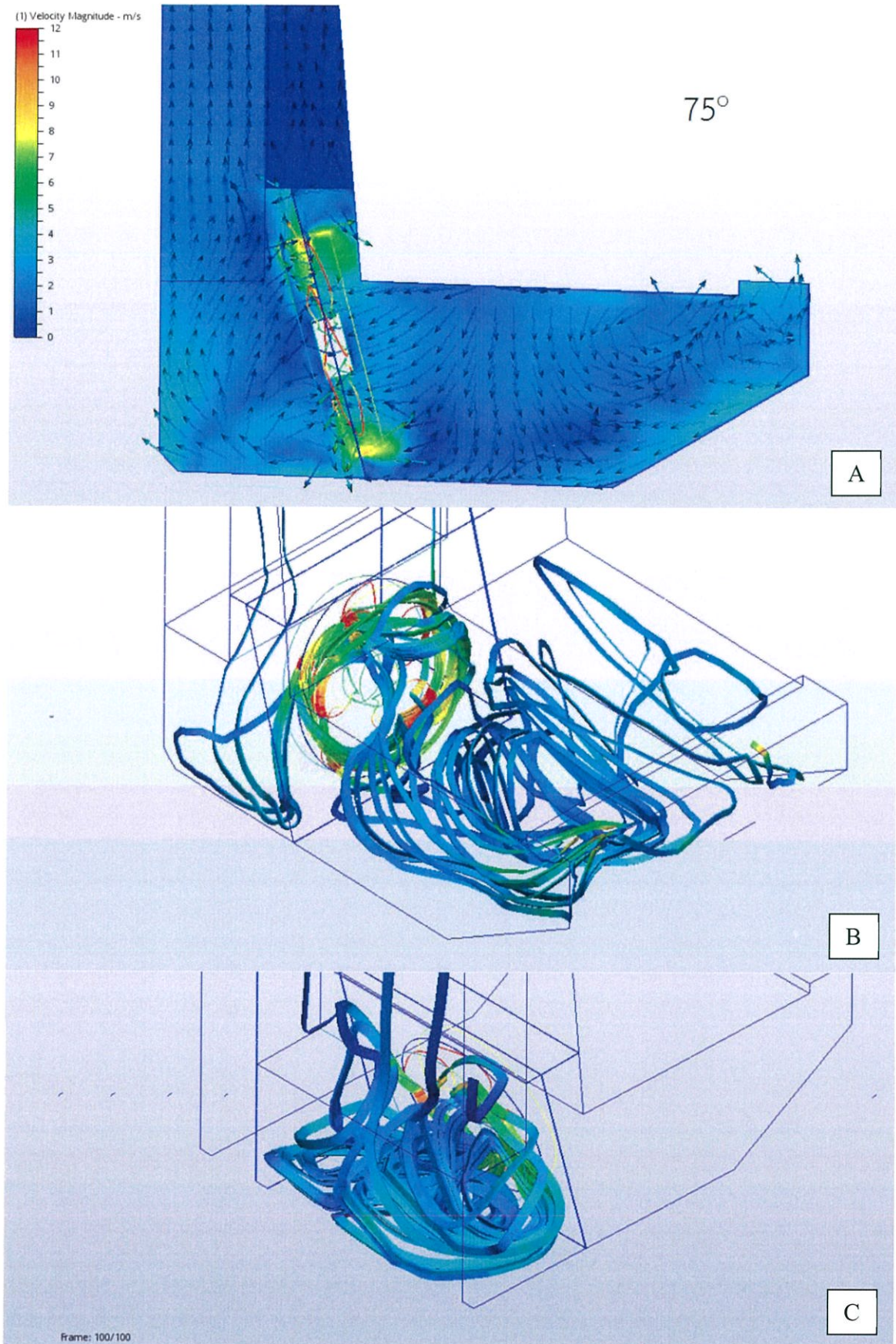
จากรูปที่ 5.4-A และ B จะเห็นได้ว่าที่มุม  $75^{\circ}$  เมื่อเทียบกับมุม  $90^{\circ}$  แล้ว มี dead-zone ที่น้อยกว่า เนื่องจากที่บริเวณทางเข้าอากาศด้านซ้ายจะถูกดูดเข้าสู่พัดลมทันทีทำให้มีอัตราการไหลที่มากกว่า ในขณะที่อากาศบริเวณด้านขวาจะมีการไหลวนอย่างไม่เป็นระเบียบก่อนเข้าสู่พัดลม จากรูปที่ 5.4-B และ C ในบริเวณด้านหลังจะสังเกตเห็นว่าการหมุนวนอย่างไม่เป็นระเบียบ ทำให้เกิดการเสียดสีและสูญเสียในรูปของความร้อน นอกจากนี้ยังเกิดการไหลกลับสู่ด้านหน้าของพัดลมทำให้อากาศด้านหน้าไหลเข้ามาได้ยากขึ้น เป็นเหตุให้อากาศบริเวณด้านขวาไม่สามารถเข้าสู่พัดลมได้

#### 3. มุม $105^{\circ}$

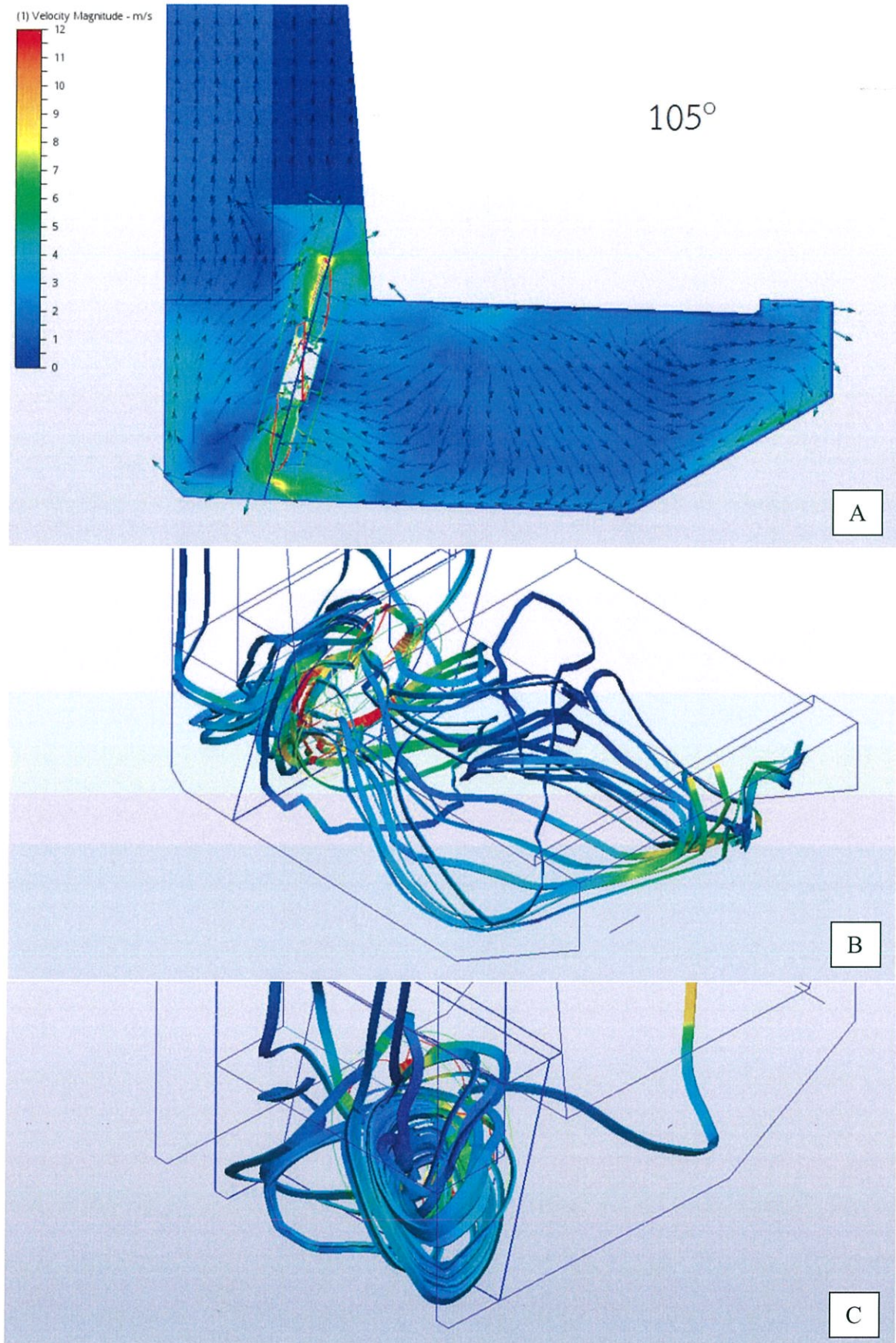
จากรูปที่ 5.5-A และ B จะเห็นได้ว่าที่มุม  $105^{\circ}$  มี dead-zone น้อยที่สุด เนื่องจากอากาศส่วนใหญ่จะถูกดูดเข้าสู่พัดลมทันที เป็นเหตุให้มุม  $105^{\circ}$  มีอัตราการไหลสูงที่สุด ที่บริเวณด้านหน้าอากาศไหลค่อนข้างเป็นระเบียบ ในขณะที่บริเวณด้านหลังอากาศส่วนหนึ่งจะไหลเข้าสู่คอยล์เย็นทันทีและบางส่วนจะมีการหมุนวนบริเวณพัดลม



รูปที่ 5.3 พฤติกรรมการไหลของอากาศที่มุมพัดลม 90°  
 (A) เวกเตอร์การไหล (B) Trace ด้านหน้า (C) Trace ด้านหลัง



รูปที่ 5.4 พฤติกรรมการไหลของอากาศที่มุมพัดลม 75°  
 (A) เวกเตอร์การไหล (B) Trace ด้านหน้า (C) Trace ด้านหลัง

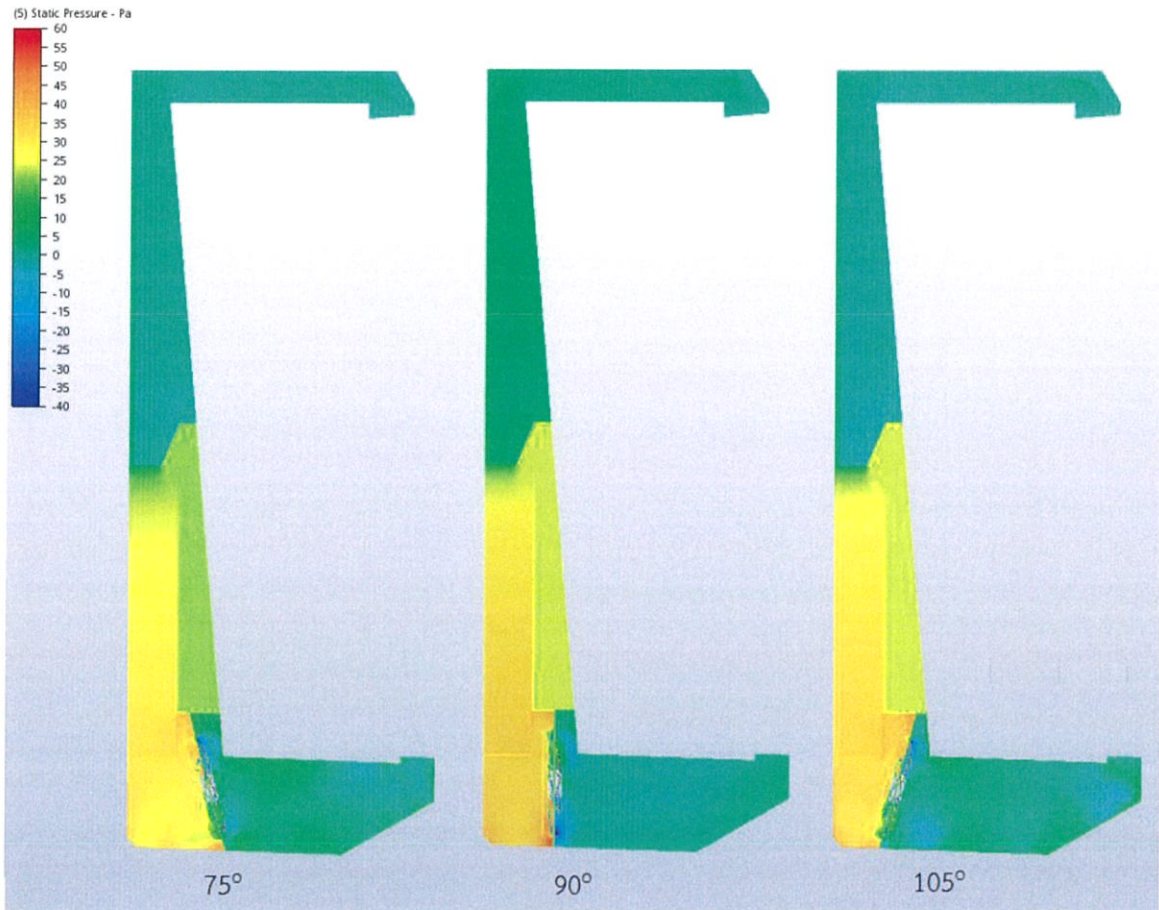


รูปที่ 5.5 พฤติกรรมการไหลของอากาศที่มุมพัดลม 105°  
 (A) เวกเตอร์การไหล (B) Trace ด้านหน้า (C) Trace ด้านหลัง

### 5.1.2 เปรียบเทียบความดัน

เมื่อพิจารณาการไหลข้างต้นควบคู่กับความดัน จะเห็นได้ว่าที่มุม  $75^\circ$  มีความดันบริเวณด้านหลังต่ำที่สุด เนื่องจากเกิดการไหลกลับของอากาศไปสู่ด้านหน้า ทำให้ pressure build-up ลดลง ในขณะที่มุม  $90^\circ$  มีความดันในบริเวณด้านหน้ามากที่สุด เนื่องจากมีการไหลวนจำนวนมากที่บริเวณด้านหน้า

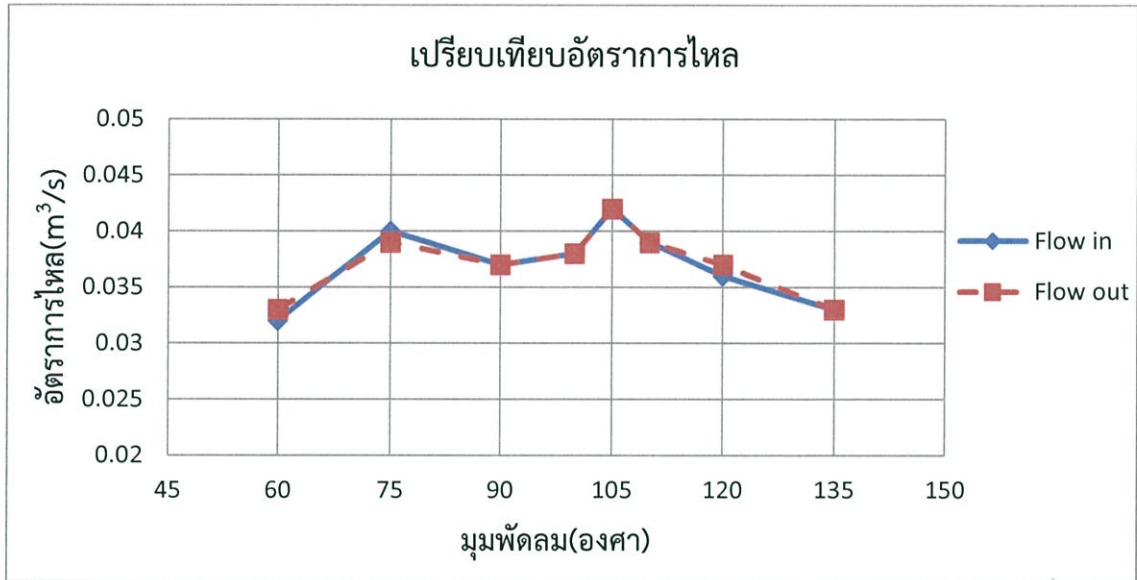
ที่มุม  $105^\circ$  มีความดันในบริเวณด้านหน้าต่ำที่สุด เนื่องจากอากาศส่วนใหญ่ไหลเข้าสู่พัดลมทันที ทำให้ความดันน้อยกว่ามุม  $75^\circ$  และ  $90^\circ$  ในบริเวณด้านหน้า แต่ในบริเวณด้านหลังพัดลมจะเกิดการเปลี่ยนรูปของพลังงานการไหล เนื่องจากความเร็วที่มีค่ามากทำให้มี pressure build-up ที่สูง



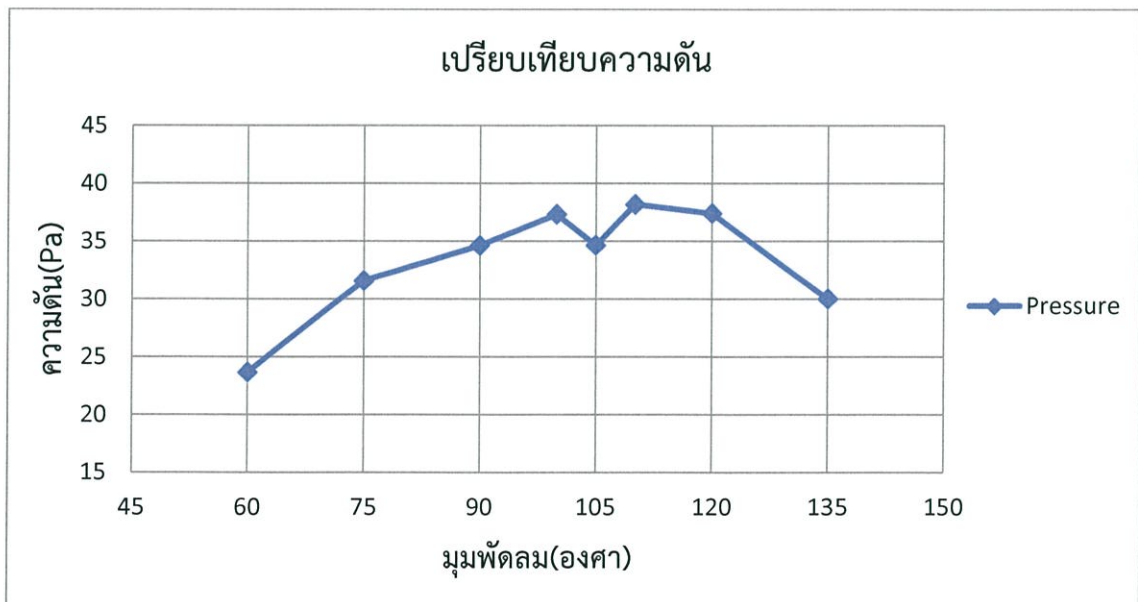
รูปที่ 5.6 เปรียบเทียบความดันของมุมพัดลมที่  $75^\circ$ ,  $90^\circ$  และ  $105^\circ$

### 5.1.3 ผลการศึกษาต่อจากแนวโน้ม

เนื่องจากการจำลองข้างต้นแสดงให้เห็นว่า มุมที่ให้อัตราการไหลดีที่สุดอยู่ในช่วง  $90^{\circ}$ - $120^{\circ}$  เพื่อยืนยันว่าแนวโน้มนี้ถูกต้องและเพื่อค้นหามุมที่ดีกว่า  $105^{\circ}$  จึงได้ทำการจำลองเพิ่มที่มุม  $100^{\circ}$  และ  $110^{\circ}$  จากรูปที่ 5.7 ผลที่ได้ปรากฏว่าที่มุม  $105^{\circ}$  ยังคงให้อัตราการไหลมากที่สุดและแนวโน้มยังคงเป็นตามเดิม ดังรูปที่ 5.7 จากรูปที่ 5.8 จะเห็นได้ว่าความดันของมุม  $105^{\circ}$  มีค่าน้อยกว่ามุม  $100^{\circ}$  และ  $110^{\circ}$  ซึ่งหมายความว่า การเปลี่ยนรูปของพลังงานของการไหลในมุม  $105^{\circ}$  น้อยกว่ามุม  $100^{\circ}$  และ  $110^{\circ}$  เป็นเหตุให้อัตราการไหลของมุม  $105^{\circ}$  มีค่ามากที่สุด



รูปที่ 5.7 กราฟเปรียบเทียบอัตราการไหลที่มุมพัดลมต่างๆ

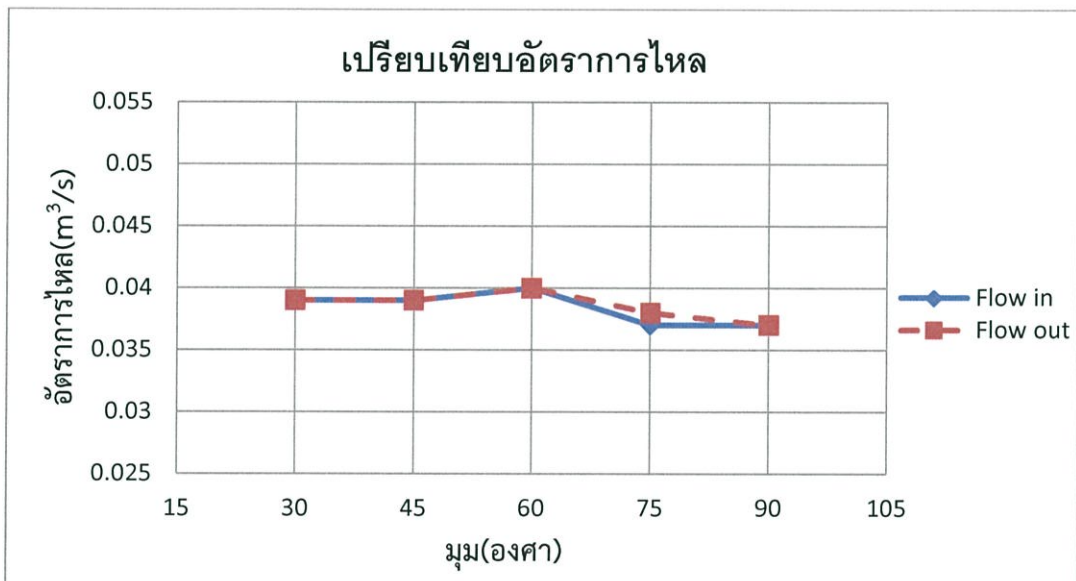


รูปที่ 5.8 กราฟเปรียบเทียบความดันที่มุมพัดลมต่างๆในบริเวณผนังด้านหลังพัดลม

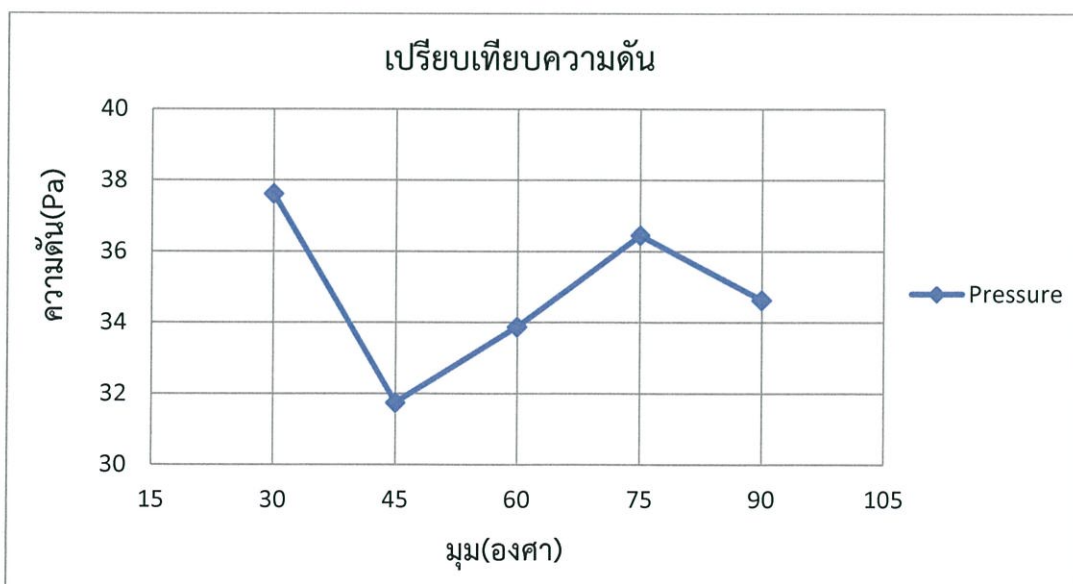
## 5.2 ผลจากการเปลี่ยนมุมบังคับทิศทางการไหล

ในการจำลองจะใช้ค่าของความต้านทานที่ 9.5 และความเร็วยรอบที่ 1600 รอบ เพื่อให้ค่าที่ศึกษาใกล้เคียงค่ากับค่าที่ได้จากการทดลองมากที่สุด โดยจะเปรียบเทียบค่าของมุมบังคับทิศทางการไหลที่ต่างกัน 5 มุม

จากข้อมูลในการจำลองค่าที่ได้สามารถนำมาวาดกราฟเพื่อเปรียบเทียบความแตกต่างระหว่างมุมพัดลมต่างๆได้ จากกราฟจะสามารรถเห็นความแตกต่างของอัตราการไหลและความดันของแบบจำลองต่างๆได้ ซึ่งเห็นได้ว่าการสร้างมุมบังคับทิศทางการไหลให้อัตราการไหลมากขึ้นดังรูปที่ 5.9 ในขณะที่มุม  $60^\circ$  มีอัตราการไหลมากที่สุดและที่มุมอื่นๆมีอัตราการไหลที่ไม่แตกต่างกันมากนัก เมื่อเปรียบเทียบในส่วนของความดันจะเห็นว่าที่มุม  $30^\circ$  จะสร้างความดันได้มากที่สุด



รูปที่ 5.9 กราฟเปรียบเทียบอัตราการไหลที่มุมบังคับการไหลต่างๆ



รูปที่ 5.10 กราฟเปรียบเทียบความดันที่มุมบังคับการไหลต่างๆในบริเวณผนังด้านหลังพัดลม

เมื่อนำข้อมูลจากกราฟและตัวเลขที่มีมาเปรียบเทียบจะสามารถวิเคราะห์พฤติกรรมการไหลของอากาศที่มุมต่างๆได้ดีขึ้น โดยจากรูปที่ 5.9 และ 5.10

ที่มุม  $90^\circ$  (Base case) มีอัตราการไหลอยู่ที่  $0.037\text{m}^3/\text{s}$  และความดันมีค่า  $34.63\text{Pa}$

ที่มุม  $75^\circ$  มีอัตราการไหลที่เท่ากับ  $90^\circ$  ( $0.037\text{m}^3/\text{s}$ ) เมื่อสังเกตที่ความดันจะเห็นว่ามีความมากกว่ามุม  $90^\circ$  ( $36.45\text{Pa}$ ) ความดันที่เพิ่มขึ้นเกิดจากพื้นที่ที่ลดลงในการสร้างมุม แต่มุมที่สร้างนี้ทำให้เกิดอัตราการไหลที่มากขึ้นด้วย

ที่มุม  $60^\circ$  มีอัตราการไหลมากกว่ามุม  $90^\circ$  อยู่  $8.1\%$  ( $0.04\text{m}^3/\text{s}$ ) เมื่อสังเกตที่ความดันจะเห็นว่ามีความน้อยกว่ามุม  $90^\circ$  เล็กน้อย ( $33.88\text{Pa}$ ) นอกจากนี้ยังมีความดันน้อยกว่ามุม  $75^\circ$  ด้วย ในขณะที่มีอัตราการไหลมากกว่า หมายความว่าที่มุม  $60^\circ$  มีทิศทางที่รับกับการไหลมากกว่ามุม  $75^\circ$  ทำให้มีการไหลที่สะดวกและเกิดการเปลี่ยนรูปของพลังงานน้อยกว่า

ที่มุม  $45^\circ$  มีอัตราการไหลมากกว่ามุม  $90^\circ$  อยู่  $5.4\%$  ( $0.039\text{m}^3/\text{s}$ ) เมื่อสังเกตที่ความดันจะเห็นว่ามีความน้อยกว่าที่มุม  $90^\circ$  ( $31.75\text{Pa}$ ) นอกจากนี้ยังมีอัตราการไหลน้อยกว่ามุม  $60^\circ$  เพียงเล็กน้อยในขณะที่มีความดันน้อยกว่า ซึ่งหมายความว่ามีการเปลี่ยนรูปของพลังงานและการสูญเสียที่น้อยกว่า นอกจากนี้ความดันที่ต่ำกว่ายังทำให้ใช้กำลังของพัดลมลดลง

ที่มุม  $30^\circ$  มีอัตราการไหลมากกว่ามุม  $90^\circ$  อยู่  $5.4\%$  ( $0.039\text{m}^3/\text{s}$ ) เมื่อสังเกตที่ความดันจะเห็นว่ามีความมากที่สุด ( $37.61\text{Pa}$ ) แต่มีอัตราการไหลที่เท่ากับกับมุม  $45^\circ$  อาจเป็นเพราะพื้นที่ที่น้อยลงจึงทำให้ความดันมีค่าสูงขึ้น

## 5.2.1 พฤติกรรมการไหล

### 1. มุม $90^{\circ}$ (Base Case)

จากรูปที่ 5.11-A และ B จะสามารถเห็นได้ว่าที่มุม  $90^{\circ}$  เกิดการหมุนควงของอากาศทำให้เกิด dead-zone เป็นแนวยาวตั้งแต่บริเวณทางเข้าจนถึงด้านหน้าของพัดลม ทำให้เกิดการเสียดสีของอากาศ และสูญเสียในรูปของความร้อน ในบริเวณด้านหน้าอากาศที่เข้ามาจะไหลไปยังบริเวณขอบด้านบนและด้านล่างก่อนจะเกิดการหมุนควงและไหลเข้าสู่พัดลม จากรูปที่ 5.3-B และ C จะสังเกตเห็นว่าในบริเวณด้านหลังของพัดลมอากาศจะถูกเป่ากระทบกับผนังด้านหลัง อากาศส่วนหนึ่งจะไหลเข้าคอยล์เย็นและอีกส่วนหนึ่งจะหมุนวนกลับเข้าสู่พัดลม

### 2. มุม $75^{\circ}$

จากรูปที่ 5.12-A และ B จะเห็นได้ว่าที่บริเวณด้านหน้าอากาศมีการไหลอย่างไม่เป็นระเบียบ เมื่อสังเกตที่บริเวณพัดลมจะเห็นได้ว่ามีอากาศจากบริเวณด้านหลังไหลผ่านออกมายังบริเวณด้านหน้าพัดลม ทำให้การไหลของอากาศในบริเวณด้านหน้ามีความปั่นป่วน จากรูปที่ 5.12-C ในด้านหลังช่องการไหลที่แคบลงทำให้อากาศที่เป่ากระทบไหลย้อนกลับไปสู่ด้านหน้า แต่ถึงกระนั้นก็ทำให้การไหลผ่านช่วงมุมหักได้ดีขึ้น โดยสังเกตได้จากอัตราการไหลที่เพิ่มขึ้น

### 3. มุม $60^{\circ}$

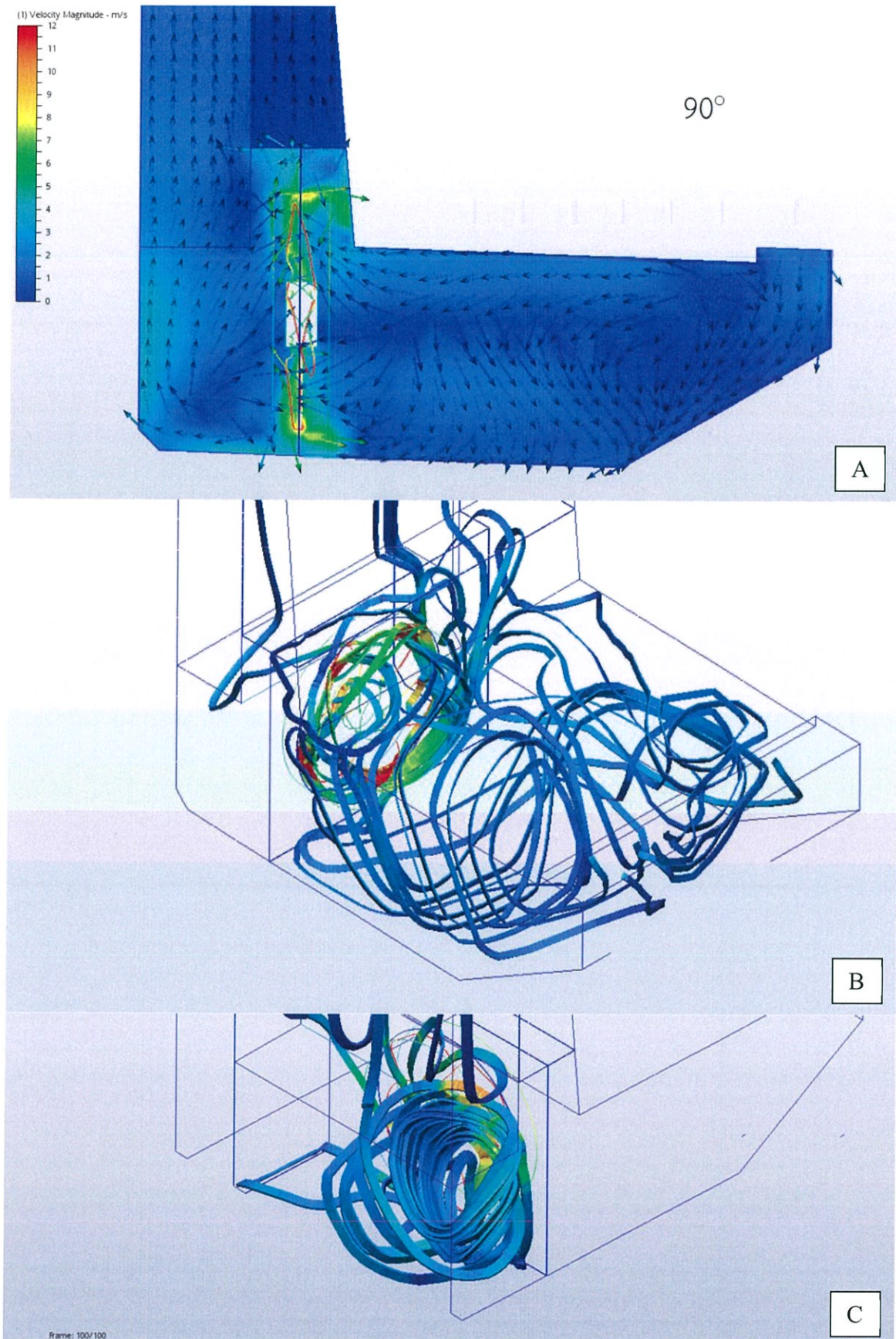
จากรูปที่ 5.13-A, B และ C จะเห็นได้ว่าที่มุม $60^{\circ}$  มีการไหลที่ปั่นป่วนน้อยกว่ามุม $75^{\circ}$  เนื่องจากมุมด้านหลังรับกับทิศทางการไหลได้ดี ทำให้ไม่มีการไหลย้อนกลับไปสู่ด้านหน้าเพียงแต่มีการไหลวนบริเวณพัดลม ในส่วนของช่องการไหลด้านหน้าจะเห็นได้ว่าอากาศส่วนใหญ่ไหลเข้าสู่พัดลมทันที เนื่องจากความเร็วในการไหลที่มากขึ้นในช่องการไหลด้านหลัง

### 4. มุม $45^{\circ}$

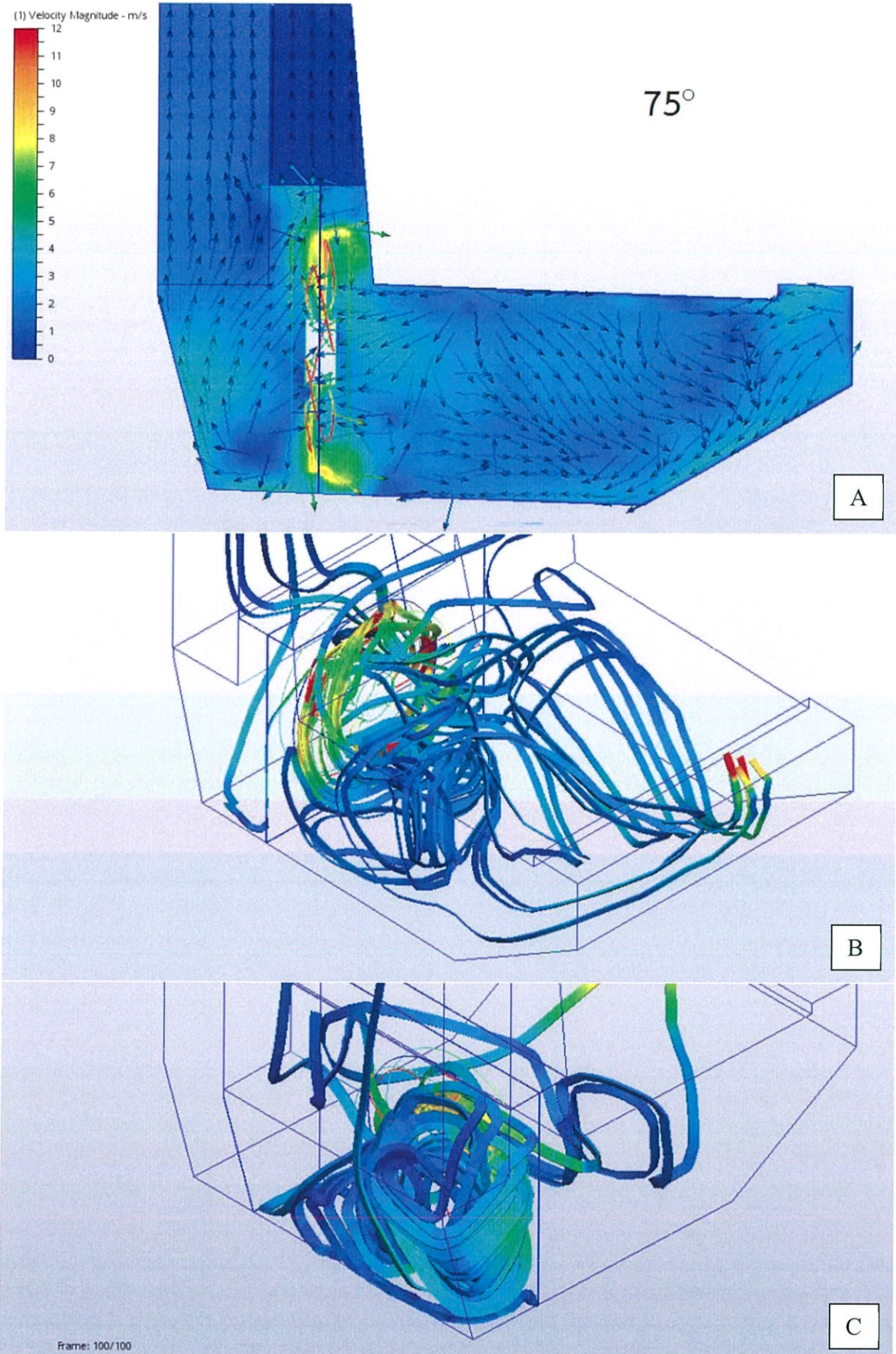
จากรูปที่ 5.14-A, B และ C จะเห็นได้ว่าที่ช่องการไหลด้านหน้ามีการหมุนควงของอากาศจึงทำให้เกิด dead-zone นอกจากนั้นที่บริเวณด้านหลังยังมีการหมุนวนอย่างหนาแน่น ทำให้เกิดการเสียดสีของอากาศและสูญเสียในรูปของความร้อน อัตราการไหลจึงน้อยกว่าที่  $60^{\circ}$  เล็กน้อย

### 5. มุม $30^{\circ}$

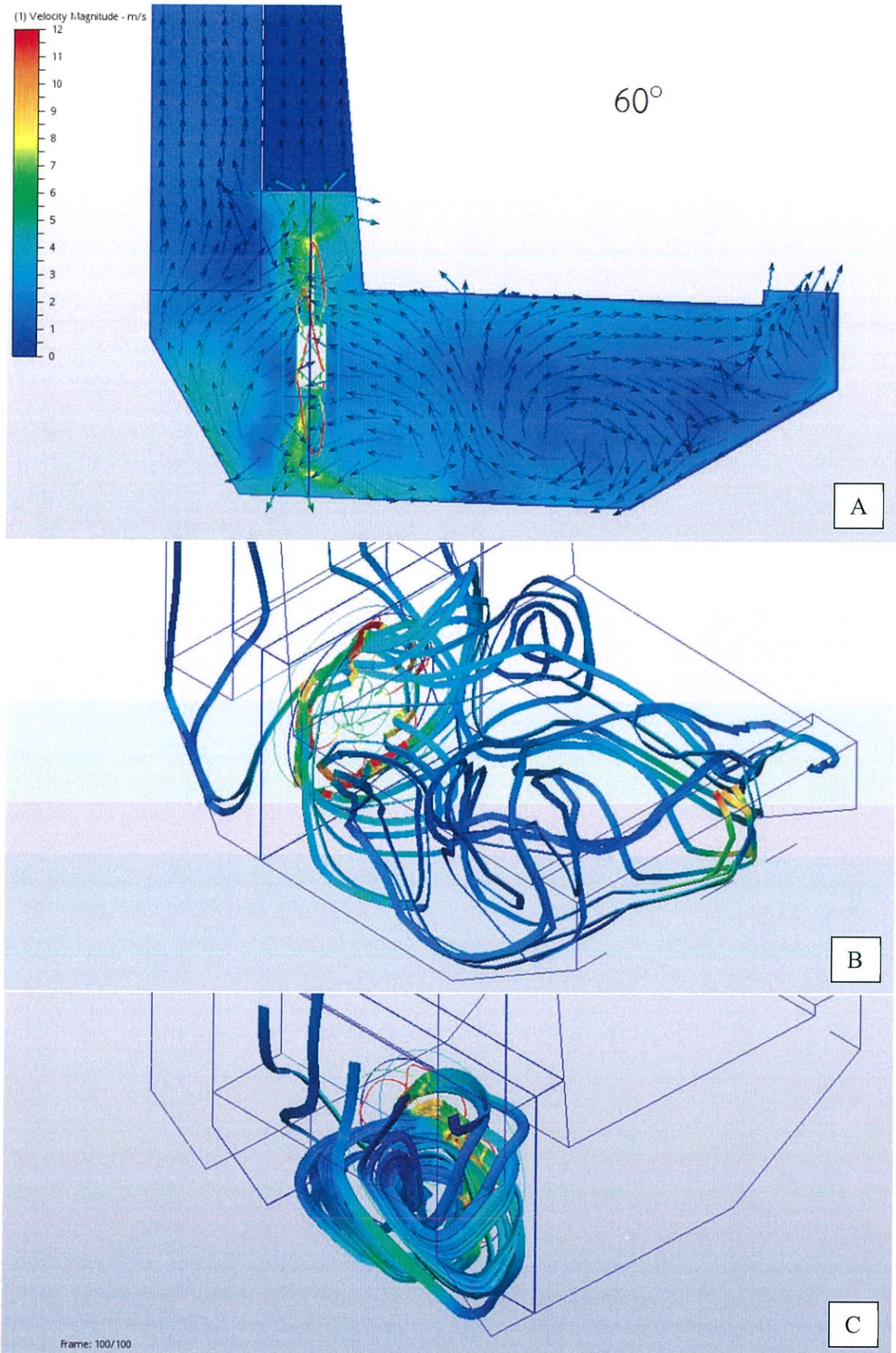
จากรูปที่ 5.15-A, B และ C จะเห็นได้ว่าที่มุม  $30^{\circ}$  มีการไหลในบริเวณด้านหน้าที่ยุ่งเหยิงเช่นเดียวกับที่มุม  $75^{\circ}$  เนื่องจากพื้นที่ด้านหลังที่น้อยลงและมุมที่ไม่รับกับทิศทางการไหล ทำให้อากาศไหลย้อนกลับไปสู่ด้านหน้าของพัดลมและสร้างความปั่นป่วนต่อการไหล



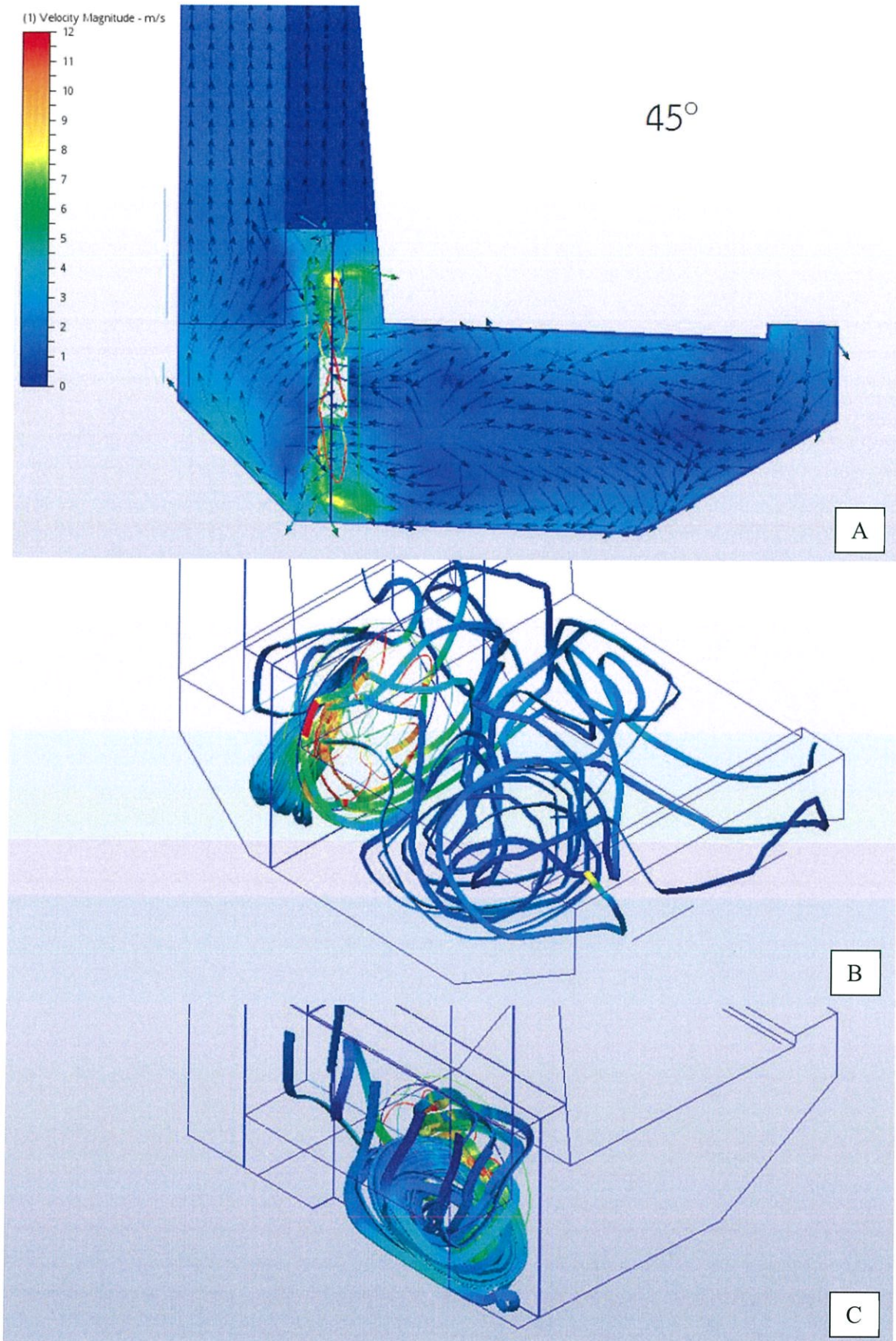
รูปที่ 5.11 พฤติกรรมการไหลของอากาศที่มุมบังคับการไหล  $90^\circ$   
 (A) เวกเตอร์การไหล (B) Trace ด้านหน้า (C) Trace ด้านหลัง



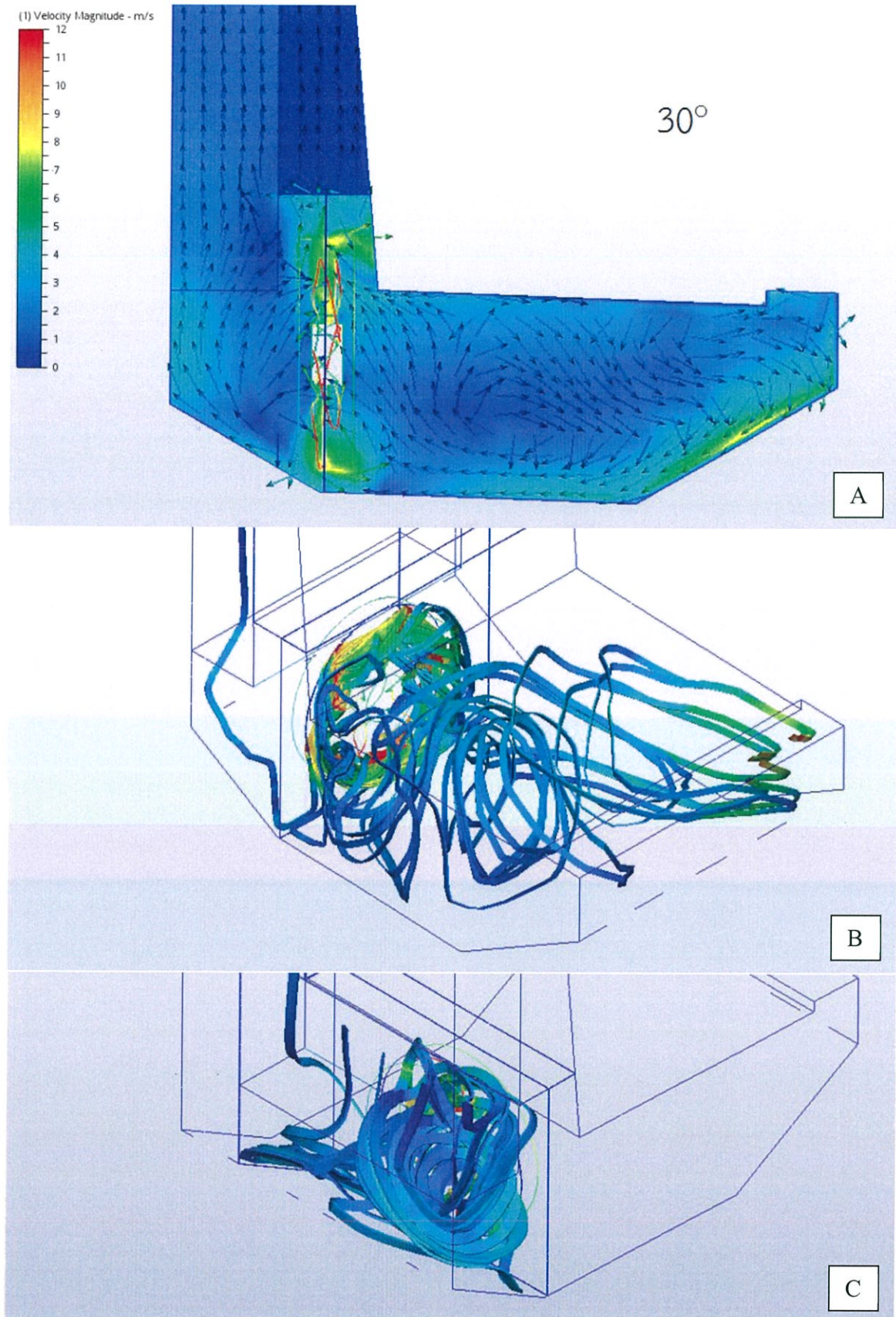
รูปที่ 5.12 พฤติกรรมการไหลของอากาศที่มุม 75°  
 (A) เวกเตอร์การไหล (B) Trace ด้านหน้า (C) Trace ด้านหลัง



ที่ 5.13 พฤติกรรมการไหลของอากาศที่มุม  $60^\circ$   
 (A) เวกเตอร์การไหล (B) Traceด้านหน้า (C) Traceด้านหลัง



รูปที่ 5.14 พฤติกรรมการไหลของอากาศที่มุม 45°  
 (A) เวกเตอร์การไหล (B) Traceด้านหน้า (C) Traceด้านหลัง

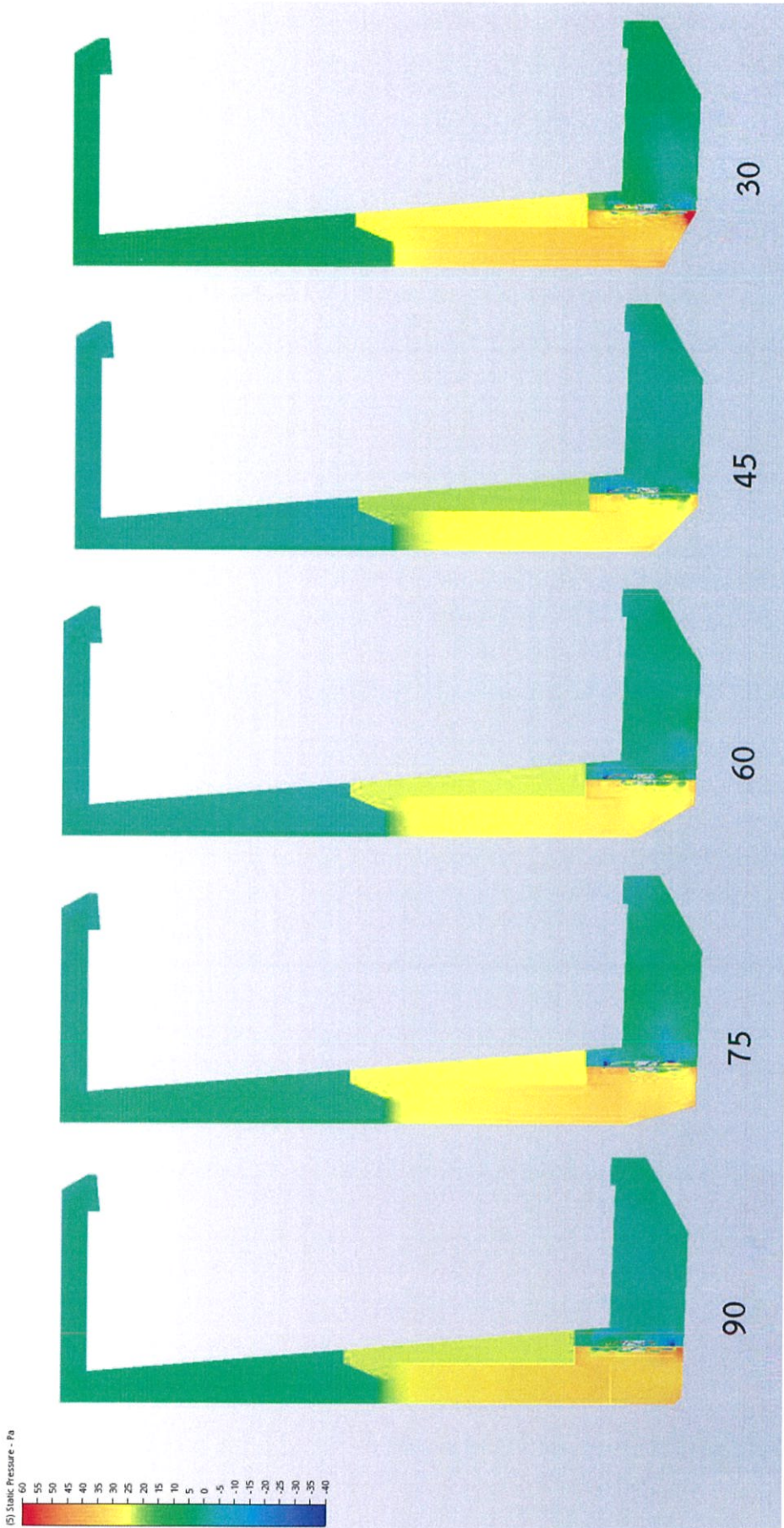


รูปที่ 5.15 พฤติกรรมการไหลของอากาศที่มุม  $30^\circ$   
 (A) เวกเตอร์การไหล (B) Traceด้านหน้า (C) Traceด้านหลัง

### 5.2.2 เปรียบเทียบความดัน

เมื่อพิจารณาการไหลควบคู่ไปด้วย จากรูปที่ 5.16 จะเห็นได้ว่าที่มุม  $45^\circ$  และ  $60^\circ$  มีความดันในช่วงหลังพัลส์ต่ำที่สุด เนื่องจากมุมที่รับกับทิศทางการไหลทำให้เกิดการเปลี่ยนรูปของพลังงานที่น้อยลง ทำให้ลดการสูญเสียของพลังงานการไหลอากาศจึงไหลผ่านได้สะดวกมากขึ้น ในขณะที่มุมอื่นๆ อากาศจะไหลผ่านมุมหักได้ยากกว่า การที่พัลส์เป่าเข้าสู่ผนังโดยตรงทำให้เกิดการเปลี่ยนรูปของพลังงานการไหลโดยจะเปลี่ยนเป็นความดัน สังเกตได้จากความดันที่สูงขึ้น

ความเร็วที่ดีแสดงถึงการไหลที่ดีแต่ Pressure Build-up ก็ส่งผลต่อการไหลเช่นกัน ทำให้ยากต่อการวิเคราะห์โดยรูปภาพ ในการเลือกมุมที่ดีที่สุดควรจะดูที่ตัวเลขในสถานะคงตัว ซึ่งเมื่อเปรียบเทียบอัตราการไหลจะมีค่าเพิ่มขึ้นจนถึงที่มุม  $60^\circ$  จากนั้นจะมีค่าลดลงเล็กน้อยที่มุม  $45^\circ$  และ  $30^\circ$  ดังรูปที่ 5.8



รูปที่ 5.16 เปรียบเทียบความดันของมุมบังคับการไหลต่างๆ

## บทที่ 6

### สรุปผลการทดลอง

#### 6.1 ผลการทดลอง

จากการจำลองการไหลภายในตู้แช่แบบเปิดโดยใช้แบบจำลองที่ต่างกัน พบว่ามุมของพัดลมมีผลต่อการไหลและสามารถช่วยให้อัตราการไหลเพิ่มมากขึ้น โดยมุมพัดลมที่  $105^\circ$  ให้อัตราการไหลที่มากที่สุด เนื่องจากทิศทางในการเป่าเอื้อต่อการไหลผ่านมุมหักและคอยล์เย็น ทำให้การเปลี่ยนรูปของพลังงานการไหลลดลงและความเร็วในการไหลบริเวณด้านหลังพัดลมมากขึ้น นอกจากนี้การไหลของอากาศในบริเวณด้านหน้าพัดลมยังมีความเป็นระเบียบ ในขณะที่มุม  $90^\circ$  มีการหมุนควงและเกิด dead-zone ดังนั้นอัตราการไหลของมุม  $105^\circ$  จึงมีค่ามากกว่า ที่มุม  $90^\circ$  มีทิศทางการเป่าของพัดลมเข้าไปยังผนังด้านหลังโดยตรง ทำให้ความดันสูงและเกิดการเปลี่ยนรูปของพลังงาน อัตราการไหลจึงมีค่าน้อยกว่า โดยอัตราการไหลของมุม  $105^\circ$  มีค่ามากกว่าที่มุม  $90^\circ$  ถึง 13.51%

ในส่วนของมุมบังคับทิศทางการไหล การสร้างมุมบังคับทิศทางการไหลทำให้พื้นที่ในการไหลลดลงและส่งผลกระทบต่อความดัน จากการจำลองพบว่าการสร้างมุมบังคับทิศทางการไหลส่งผลต่ออัตราการไหลน้อยกว่าเมื่อเทียบกับการเปลี่ยนมุมพัดลม ดังนั้นควรให้ความสนใจกับมุมของพัดลมมากกว่า แต่หากต้องการสร้างมุมบังคับทิศทางการไหลควรทำที่มุม  $60^\circ$  ซึ่งให้อัตราการไหลมากที่สุด หรือที่มุม  $45^\circ$  ซึ่งให้อัตราการไหลน้อยกว่ามุม  $60^\circ$  ไม่มากนักแต่มีความดันที่น้อยกว่า ซึ่งทำให้การกินกำลังของพัดลมลดลง โดยที่มุม  $60^\circ$  อัตราการไหลมีค่าเพิ่มเพิ่มขึ้น 8.1% ในขณะที่มุม  $45^\circ$  อัตราการไหลมีค่าเพิ่มขึ้น 5.4%

ดังที่กล่าวในบทต้นๆว่า ประมาณ 75% ของพลังงานในการแช่เย็นมาจากผ่านอากาศ ซึ่งหากผ่านอากาศสามารถกันไม่ให้อากาศรั่วเข้าและออกได้จะทำให้ประหยัดพลังงานในการแช่เย็น ในการทำให้อากาศไหลด้วยความเร็วที่มากขึ้นจะมีส่วนช่วยในการสร้างผ่านอากาศที่ดีขึ้น ดังนั้นในการติดตั้งมุมพัดลมที่  $105^\circ$  จะให้อัตราการไหลมากขึ้นและเพิ่มความเร็วในการไหลออกของอากาศ และส่งผลต่อการสร้างผ่านอากาศ ในขณะที่การสร้างมุมบังคับทิศทางการไหลให้อัตราการไหลที่ไม่แตกต่างจากเดิมมากนัก จึงควรพิจารณาเรื่องต้นทุนว่าการพับมุมแบบไหนง่ายและประหยัดงบมากกว่า

#### 6.2 ข้อควรระวัง

ในการศึกษาครั้งนี้พบข้อบกพร่องบางประการซึ่งอาจส่งผลต่อการทดลอง จึงควรปรับปรุงในการทดลองครั้งต่อไป โดยในการวัดควรจะให้เงื่อนไขของการทดลองและการจำลองใกล้เคียงกันมากที่สุด โดยในแบบจำลองไม่สามารถวัดรูจนวนมากได้ ทำให้ที่บริเวณทางเข้าไม่มีตะแกรงและบริเวณผนังด้านหลังไม่มีรูจ่ายลม ในการทดลองเพื่อวัดค่าควรจะนำตะแกรงออกและอุดรูจ่ายลม เพื่อให้สภาพในการทดลองและการจำลองใกล้เคียงกันมากที่สุด นอกจากนี้ในส่วนแบบจำลองของใบพัดไม่ตรงกับใบจริง เนื่องจากการวาดใบพัดขึ้นเอง ซึ่งผู้ทดลองทราบในภายหลังว่าที่มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์มีเครื่องสแกนแบบสามมิติ จึงควรปรับปรุงแบบของใบพัดในภายหลังโดยใช้เครื่องสแกน ซึ่งในการทดลองนี้จะสังเกตได้ว่าค่าที่ได้จากการทดลองและค่าที่ได้จากการจำลองยังมีความแตกต่างที่ค่อนข้างมาก อาจเป็นผลมาจากใบพัดและความแตกต่างของแบบจริงและแบบจำลอง

นอกจากนี้ในส่วนของคอยล์เย็นซึ่งใช้ค่าความต้านทานการไหล โดยคำนวณจากความดันตกคร่อม อาจจะทำให้ค่าที่ไม่แม่นยำมากนัก จึงควรทดสอบโดยใช้วิธีกำหนดเป็นวัสดุพูน และใช้การกำหนดพื้นที่การไหลแทน เพื่อเปรียบเทียบความแม่นยำ

## เอกสารอ้างอิง

- [1] Wikipedia, กลศาสตร์ของไหล, URL: <https://th.wikipedia.org/wiki/กลศาสตร์ของไหล>, access on 17/11/2015
- [2] P. Adams, The intereffect of supermarket refrigeration and air conditioning, ASHRAE CH-85-09 No.1, 1985, pp. 423-433.
- [3] B. R. Munson, D. F. young, T. H. Okiishi, W. W. Huebsch, Fundamentals of Fluid Mechanics Sixth edition (2010).
- [4] B.S. Field, E. Loth, Entrainment of refrigerated air curtains down a wall, Experimental Thermal and Fluid Science 30 (2006) 175-184
- [5] University Of Cambridge, Department Of Engineering, Hot-Wire Anemometers, URL: <http://www-g.eng.cam.ac.uk/whittle/current-research/hph/hot-wire/hot-wire.html>, access on 10/1/2016
- [6] Dwyer, Air velocity measurement, URL: <https://www.dwyer-inst.com/Products/AirVelocityIntroduction.cfm>
- [7] Autodesk Knowledge Network, URL: <https://knowledge.autodesk.com/support/cfd>, access on 10/1/2016